

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Pevnostní posouzení rámu nesoucího slévářenskou kokilu

Stress Calculation of the Frame Carrying Foundry Mold

Student:

Jiří Zlámal

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej František

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35-užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60-školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská. Technická univerzita Ostrava, (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce budou zveřejněny v informačním systému VŠB- TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, s případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takové případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Podpis

Jiří Zlámal

Plačkov 550, Holešov 769 01

ANNOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZLÁMAL, J. Pevnostní posouzení rámu nesoucího slévárenskou kokilu: bakalářská práce, Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2010, 53 s. Vedoucí práce: František, O.

Bakalářská práce se zabývá pevnostní a deformační analýzou rámu nesoucího slévárenskou kokilu. Analýza byla prováděna metodou konečných prvků za pomoci tří druhů prvků: nosníkového, skořepinového a prostorového. Na základě výsledků porovnáváme funkčnost prvků BEAM 189, SOLSH 190 a SOLID 186 používané softwarem ANSYS 12.0 a jejich následného vyhodnocení. Ze srovnání odchylek měření bude vyplývat efektivita každého z výše uvedených prvků co do přesnosti výpočtů a také do času výpočtů.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZLAMAL, J. Stress Calculation of the Frame Carrying Foundry Mold: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2010, 53 p. Thesis head: František, O.

Bachelor thesis deals with the strength and deformation analysis of a frame carrying the foundry mold. The analysis was performed by finite element method using three kinds of elements: beams (BEAM 189), shells (SOLSH 190) and 3D (SOLID 190) elements used by software ANSYS 12.0 and their subsequent comparisons. Three sets of results were obtained. Error and effectiveness comparisons were provided for each element.

Obsah

1. Seznam použitých symbolů	- 8 -
2. Úvod do problematiky	- 9 -
3. Teorie Metody konečných prvků (MKP)	- 13 -
4. Popis použitých prvků	- 15 -
4.1. Nosníkový prvek BEAM 189	- 15 -
4.2. Skořepinový prvek SOLSH 190	- 17 -
4.3. Prostorový prvek SOLID 186	- 18 -
5. Výpočty	- 19 -
5.1. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí nosníkových prvků	- 19 -
5.1.1. Výpočet desky o stejné ohybové tuhosti nahrazující dva na sobě I profily - 20 -	
5.1.2. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku	- 26 -
5.1.3. Varianta 2. výpočet rámu zavěšeného na laně	- 29 -
5.2. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí skořepinových prvků	- 34 -
5.2.1. Diskretizace modelu	- 34 -
5.2.2. Zatížení	- 35 -
5.2.3. Modální analýza	- 36 -
5.2.4. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku	- 37 -
5.2.5. Varianta 2. výpočet rámu zavěšeného na laně	- 39 -
5.3. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí prostorových prvků	- 42 -
5.3.1. Diskretizace modelu	- 42 -
5.3.2. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku	- 43 -

5.3.3.	Variananta 2. výpočet ránu zavěšeného na laně.....	- 46 -
6.	Srovnání odchylek výsledků.....	- 49 -
7.	Závěr.....	- 51 -
8.	Poděkování.....	- 52 -
9.	Seznam odborné literatury	- 53 -

1. Seznam použitých symbolů

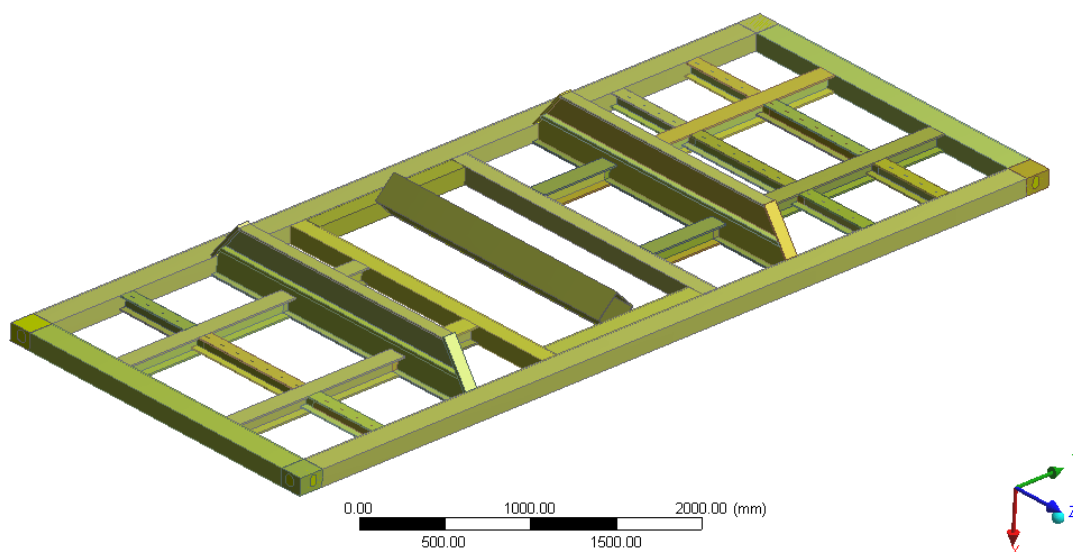
[K]	reálná matice tuhosti řešeného systému	[-]
{F}	vektor neznámých reakcí	[N]
{r}	vektor neznámých uzlových zobecněných vektorů	[mm]
b	šířka nosníku	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	zatěžující síla od kokily	[N]
f_1	první vlastní frekvence rámu	[Hz]
F_T	zatěžující jednotková síla	[N]
g	gravitační zrychlení	[s ⁻¹]
h	výška nosníku	[mm]
I	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k	tuhost nosníku	[N.mm ⁻¹]
l	délka nosníku	[mm]
m	hmotnost kokily	[kg]
y_{b1}	průhyb nosníkového modelu na vozíku	[mm]
y_{b2}	průhyb nosníkového modelu zavěšeného na lanech	[mm]
y_{s1}	průhyb nosníkového modelu na vozíku	[mm]
y_{s2}	průhyb nosníkového modelu zavěšeného na lanech	[mm]
y_{ss1}	průhyb skořepinového modelu na vozíku	[mm]
y_{ss2}	průhyb skořepinového modelu zavěšeného na lanech	[mm]
y_T	průhyb nosníku	[mm]

μ	Poissonova konstanta	[-]
σ_{b1}	napětí nosníkového modelu na vozíku	[MPa]
σ_{b1} -špička	špička napětí nosníkového modelu na vozíku	[MPa]
σ_{b2}	napětí nosníkového modelu zavěšeného na lanech	[MPa]
σ_{b2} -špička	špička napětí nosníkového modelu zavěšeného na lanech	[MPa]
σ_{ss1}	napětí skořepinového modelu na vozíku	[MPa]
σ_{ss2}	napětí skořepinového modelu zavěšeného na lanech	[MPa]
σ_{s1}	napětí nosníkového modelu na vozíku	[MPa]
σ_{s2}	napětí nosníkového modelu zavěšeného na lanech	[MPa]

2. Úvod do problematiky

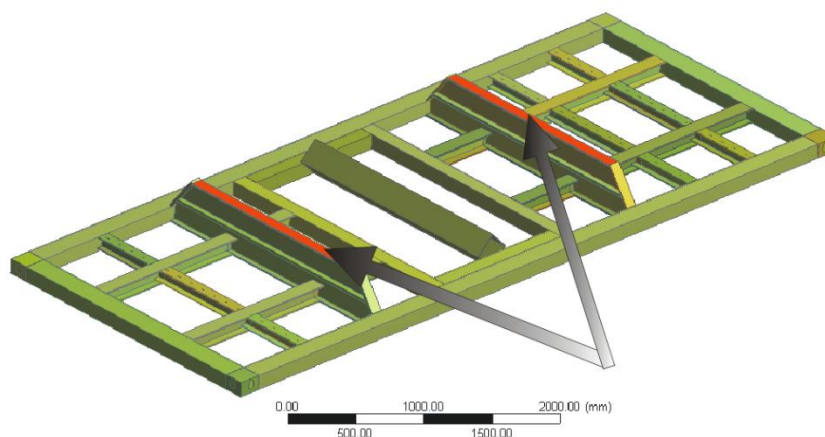
Problematikou práce je pevnostní a deformační posouzení profilovaného rámu sloužícího k převážení slévarenských kokil. Jedná se o svařovaný rám z „IPN a čtvercových“ profilů.

ANSYS
v12



Obr. 1 Geometrický model rámu

Rám je zatížen kokilou o hmotnosti $m_k = 24t$, která je uložena na dvou, na sobě ležících I nosnících.



Obr. 2 Uložení kokily



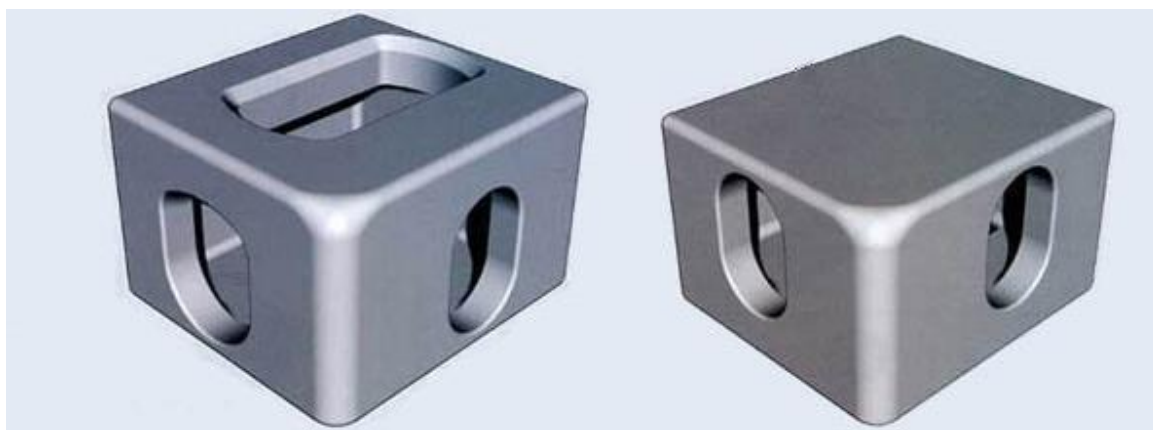
Obr. 3 Rám s kokilou

Materiál rámu je běžná uhlíková ocel 11 373 z důvodu dobré svařitelnosti. Kterému náleží hodnoty:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3$$

Samotný rám je uchycen na speciálním návěsu. K uchycení jsou použité tzv. „Zámkové rohy“, které slouží k přesnému ustavení rámu na vozík a také jako bezpečnostní prvky celé soustavy.

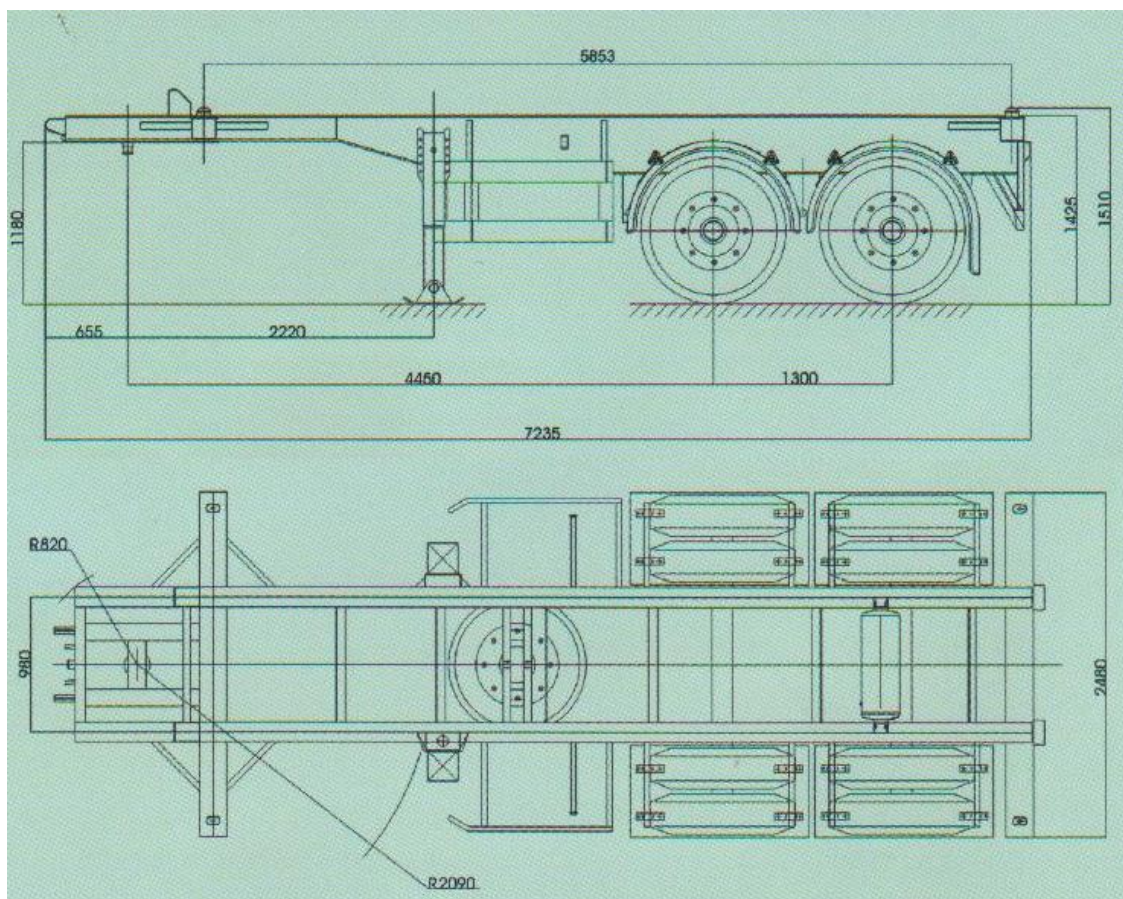


Obr. 4 Zámkové rohy

Vozík „20-ti stopí Container-chassis“ je konstruován nejen na podobné rámy, ale především na ocelové 20-ti stopé ISO kontejnery.

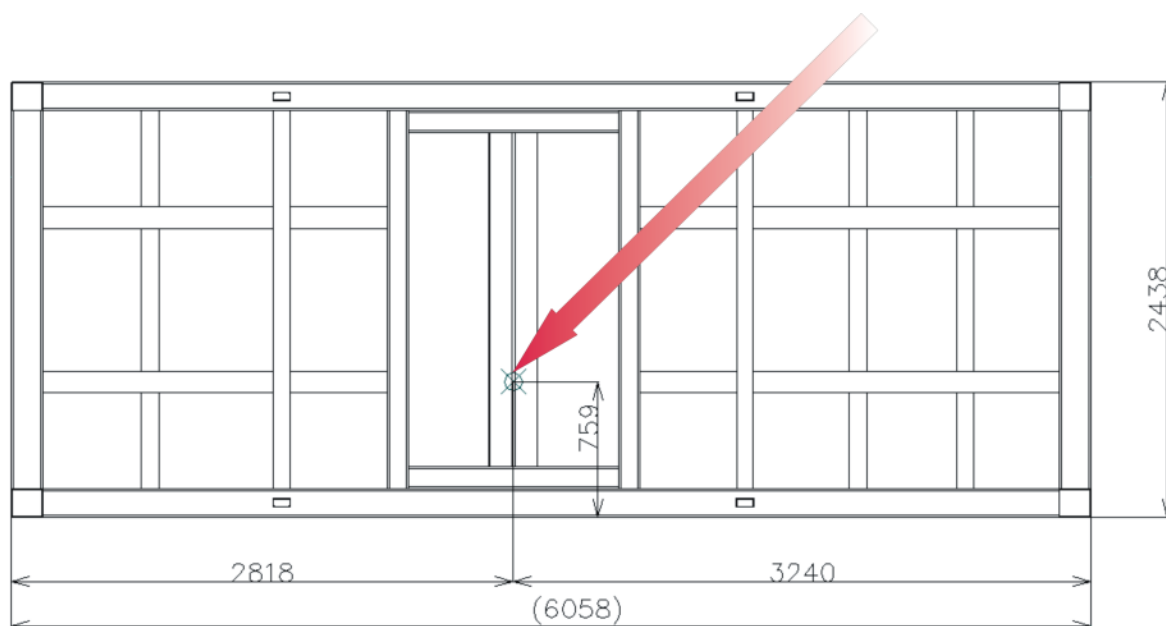


Obr. 5 20-ti stopí vozík

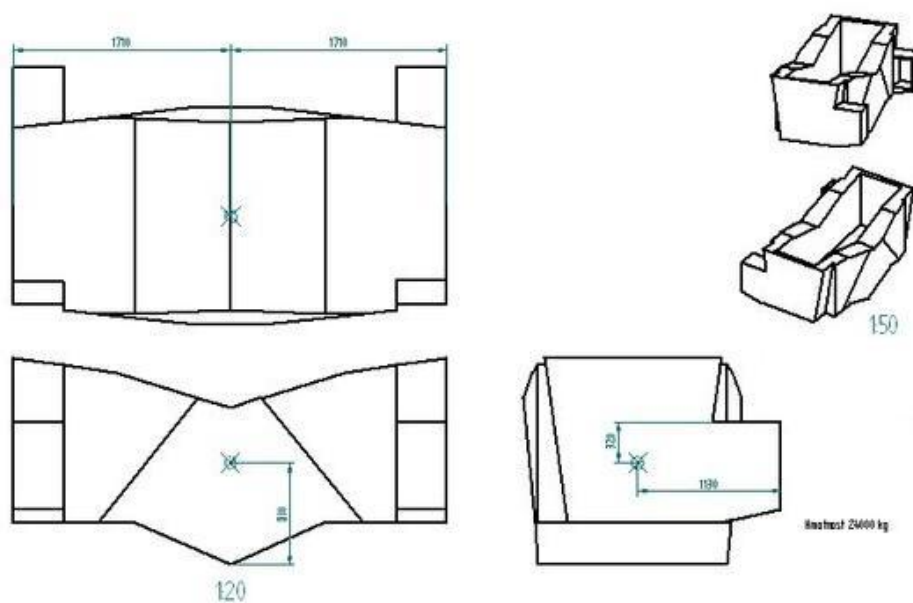


Obr. 6 Hlavní rozměry vozíku

Hlavní rozměry rámu i se zakótovaným umístěním těžiště od kokily jsou uvedeny na obr. 7.



Obr. 7 Hlavní rozměry rámu, těžiště kokily



Obr. 8 Základní rozměry kokily

3. Teorie Metody konečných prvků (MKP)

Z matematického hlediska je metoda konečných prvků (MKP) používána pro nalezení aproximovaného řešení parciálních diferenciálních rovnic. Řešení je založeno jednak na úplné eliminaci diferenciální rovnice, nebo na převedení parciální diferenciální rovnice na ekvivalentní obyčejnou diferenciální rovnici, která je následně řešena standardními postupy.

Výpočtový konstrukční model se vytvoří rozložením konstrukce na menší části, nazývané konečné prvky. Dělení na prvky není vůbec jednoznačné, ale naopak je silně ovlivněno zkušenostmi a citem řešitele. Při použití generátorů sítí konečných prvků musí řešitel často myslet na ruční úpravu sítě. Platí formulace, čím pravidelnější a jemnější síť, tím přesnější výsledek. Často je výpočtář ovlivněn časem, a proto volí síť hrubší s bohužel větší chybou výpočtu, která není zase natolik značná.

V současnosti je MKP široce rozšířený vědní obor počítačové praxe, který lze rozdělit na tři základní kroky:

- *Preprocessing* – část pro generování vstupních dat, grafického zobrazení členění, okrajových podmínek, zatížení a opravy či úpravy vložených dat.
- *Processing* – výpočtová část sloužící k sestavení maticových rovnic a jejich řešení.
- *Postprocessing* – výsledková část, pro získání výsledkových souborů a grafických znázornění výsledků.

Základní statickou rovnicí MKP je systém lineárních rovnic. V maticovém tvaru:

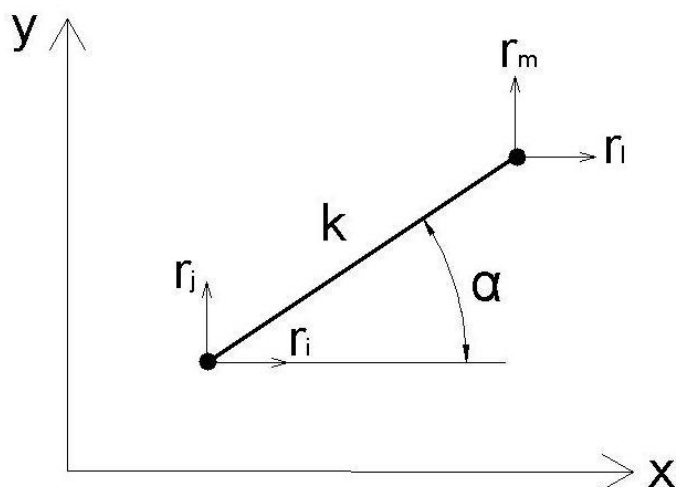
$$[K] \cdot \{r\} = \{F\} \quad (1)$$

Kde: $[K]$... je globální matice tuhosti řešeného systému, která je symetrická, pásová, pozitivně definitivní a obvykle řidká.

$\{r\}$... je vektor neznámých uzlových posuvů a natočení

$\{F\}$... je vektor vnějších sil v uzlech

Formálně lze statickou rovnici MKP napsat pomocí submatic. Rovnice je vztažena pouze na konkrétní prvek.



Obr. 9 Prutový prvek

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Rozepsáním výše uvedené maticové rovnice dostaneme systém lineárních rovnic pro neznámé hodnoty deformačních parametrů r_1 až r_n .

$$\begin{aligned} r_1 k_{11} + r_2 k_{12} + r_3 k_{13} + \dots &= f_1 \\ r_2 k_{21} + r_2 k_{22} + r_2 k_{23} + \dots &= f_2 \\ \cdot & \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \cdot & \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \\ \dots + r_{n+1} k_{n,n-1} + r_n k_{n,n} &= f_n \end{aligned} \quad (3)$$

Počtem neznámých je určen řád úlohy, v našem případě n , a matice tuhosti $[k]$ bude mít řád $n \times n$. V praxi se hodnoty neznámých pohybují u velkých výpočetních úloh od stotisíc až k miliónům.

4. Popis použitých prvků

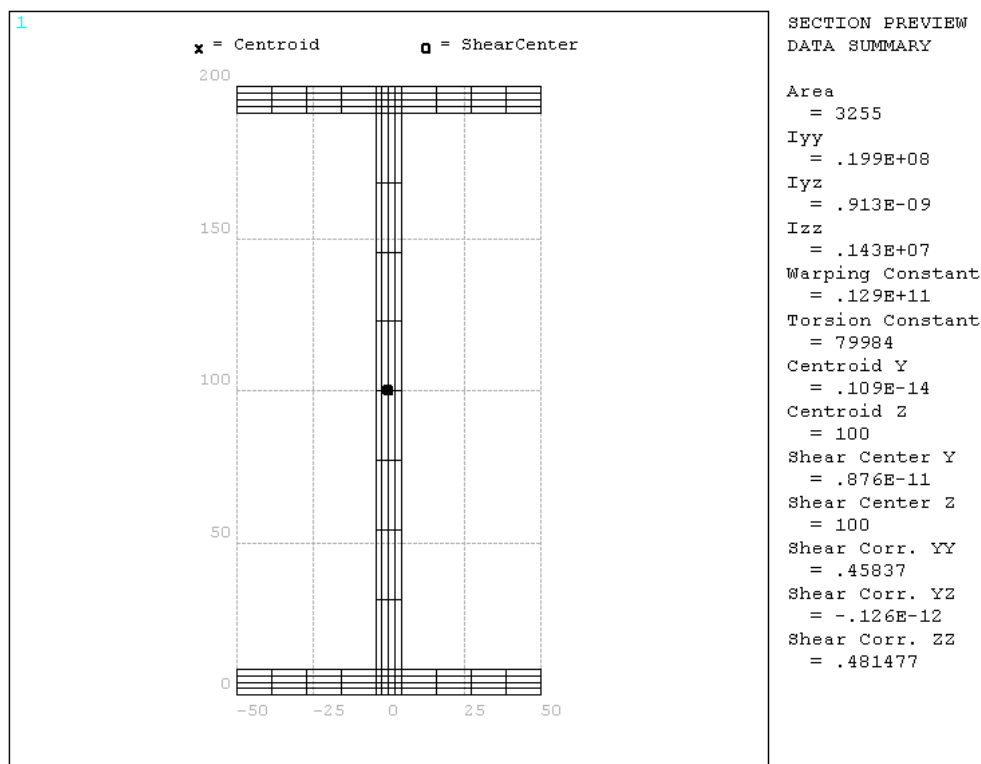
4.1. Nosníkový prvek BEAM 189

Prvek je vhodný pro analýzu štíhlé až mírně tlusté nosníkové konstrukce. Prvek je založen na Thimoshenkově teorii nosníků, která zahrnuje smykově-deformační účinky.

V prostoru je prvek kvadratický tří-uzlový. S výchozím nastavením má 6 stupňů volnosti na každém z uzlů. Mezi ně patří posunutí ve směrech $\{x, y, z\}$ a rotace kolem os $\{x, y, z\}$. Volitelný sedmý stupeň volnosti je zkrut. Prvek je vhodný pro lineární zatížení, velké posuvy, velké rotace, nebo velké napětí nelineárních aplikací.

Podporované jsou elastické, plastické, „creep-modely“, a další nelineární materiálové modely. Nosníky modelované tímto prvkem se mohou skládat i z více než jednoho materiálu.

Princip spočívá v nadefinování potřebných průřezů a následného přiřazení k čárovému modelu.

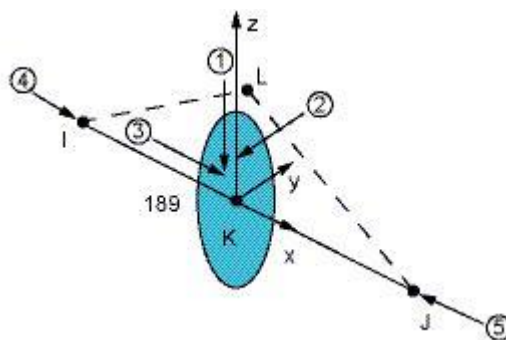


Obr. 10 Příklad navrhnutého průřezu

Výhodou modelování pomocí nosníkového prvku je jednoduché navržení průřezů, u kterých program zrovna vypočítá potřebné informace, např. plochu průřezu, polární momenty setrvačnosti, aj. viz obr. 10.

Další výhodou je jednoduché nadefinování čárového modelu, ke kterému přiřazujeme dané průřezy. Průřez je možno různě definovat v prostoru pro různé natočení nosníků. Neméně důležitá výhoda je rychlost výpočtu i na slabších počítačích.

Nevýhodou nosníkového modelu je nutnost zjednodušení výpočtového modelu.



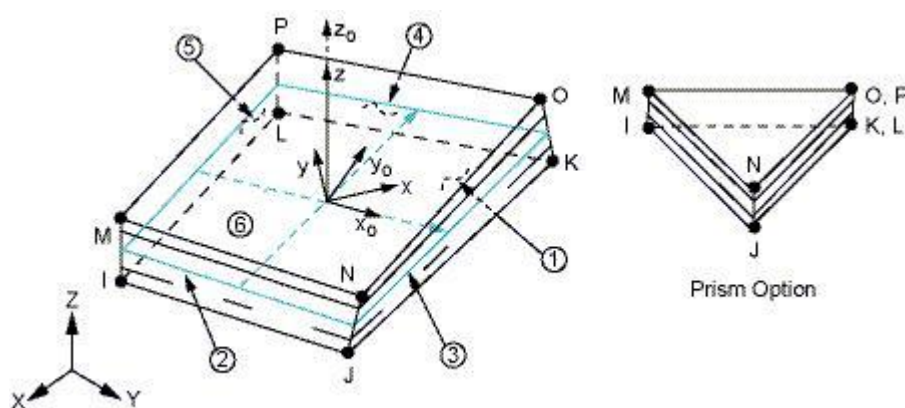
Obr. 11 Geometrie prvku Beam 189

4.2. Skořepinový prvek SOLSH 190

Prvek se používá pro modelování skořepinových konstrukcí s širokou škálou tloušťek, od tenké po středně silné. Je definován osmy uzly se třemi stupni volnosti v každém uzlu. Mezi ně patří posunutí ve směrech $\{x, y, z\}$. Propojení s ostatními spojitými prvky nevyžaduje žádné zvláštní úsilí.

Prvek má schopnosti přenosu plasticity, hyperplasticity, tlaku, creepu, velkých deformací, a velkého napětí. Je vhodný pro simulaci deformace téměř nestlačitelných elastoplastických materiálů, laminované skořepiny nebo vícevrstvé komponenty. Prvek umožňuje až 250 různých vrstev.

Hlavní rozdíl SolidShellového prvku od Shellového prvku je v diskretizaci modelu. U Shellového prvku se definují pouze neutrální plochy na rozdíl u SolidShellového prvku, kde se definuje prostorový model.



Obr. 12 Geometrie prvku SOLSH 190

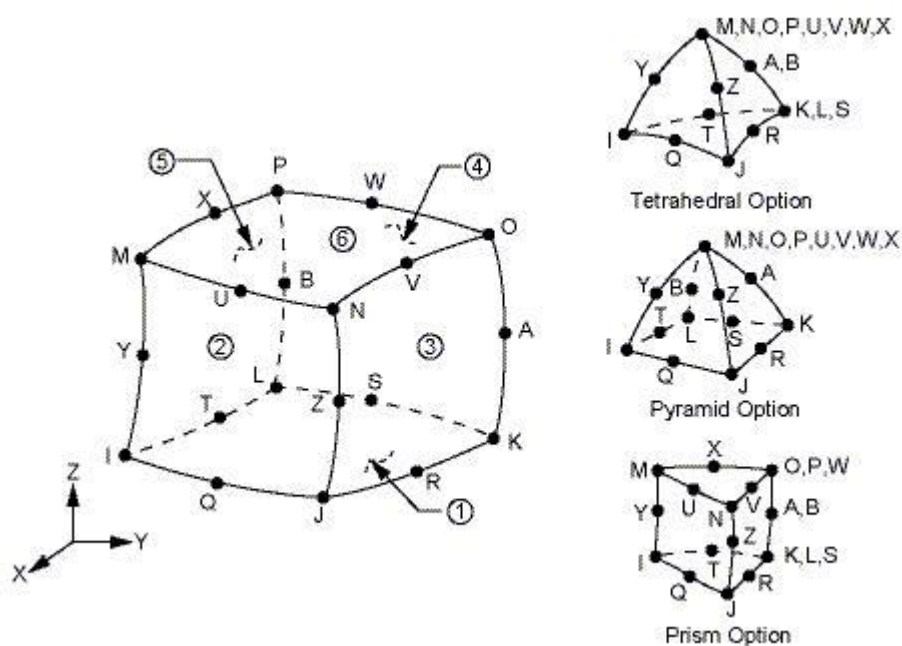
4.3. Prostorový prvek SOLID 186

Prvek je definován 20 uzly se třemi stupni volnosti na uzel, to jsou posunutí ve směrech $\{x, y, z\}$. Podporuje plasticitu, hyperplasticitu, creep, namáhání výztuže, velké deformace a velké napětí. Také může mít smíšené formulace, a to schopnost pro simulaci deformace téměř nestlačitelných elastoplastických materiálů a zcela nestlačitelných hyperelastických materiálů.

Prvek se dokonale hodí pro modelování s nepravidelnou sítí a může mít jakékoliv prostorové orientace.

Hlavní výhodou je modelování složitějších tvarů modelů bez nutnosti zjednodušení dané konstrukce. Výsledky jsou přesnější než u předešlých prvků.

Nevýhodou prostorových modelů je velká náročnost na výkon počítačů. V našem případě vyhovoval počítač s minimálními parametry Win 64x, 12Gb RAM, 4 jádrový procesor Intel 2,67 GHz.



Obr. 13 Geometrie prvku SOLID 186

5. Výpočty

5.1. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí nosníkových prvků

Výpočet pomocí nosníkových prvků jsme realizovali v prostředí Ansys12 APDL. Model je definován čárovým náčrtem rozděleným ve spojích rámu. Rozdělení čar je z důvodu spojitosti společných prvků při výpočtech. Každé čáře je poté nadefinován průřez daného nosníku. Pro výpočet je použitý nosníkový prvek BEAM 189.

Model má 2016 uzlů, 767 prvků a 12096 stupňů volnosti.

Zatěžující síla je vypočítána pomocí vzorce:

$$F = m \cdot g \quad (4)$$

kde: m ...hmotnost kokily

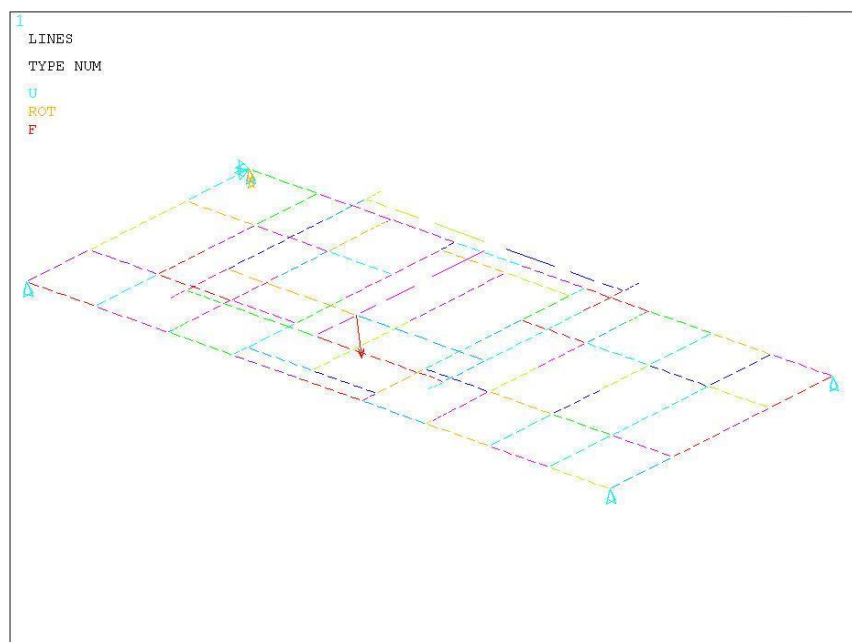
g ...gravitační zrychlení

Vzhledem k bezpečnosti výpočtu počítám s gravitačním zrychlením $g=10\text{m/s}^2$.

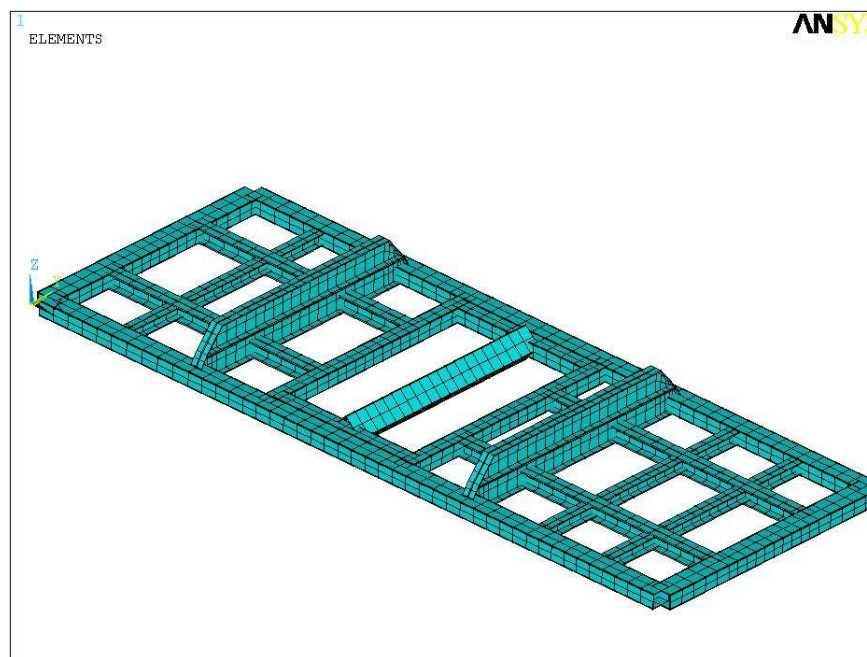
$$F = m \cdot g \quad (5)$$

$$F = 24000 \cdot 10 \quad (6)$$

$$F = 240\text{kN}$$



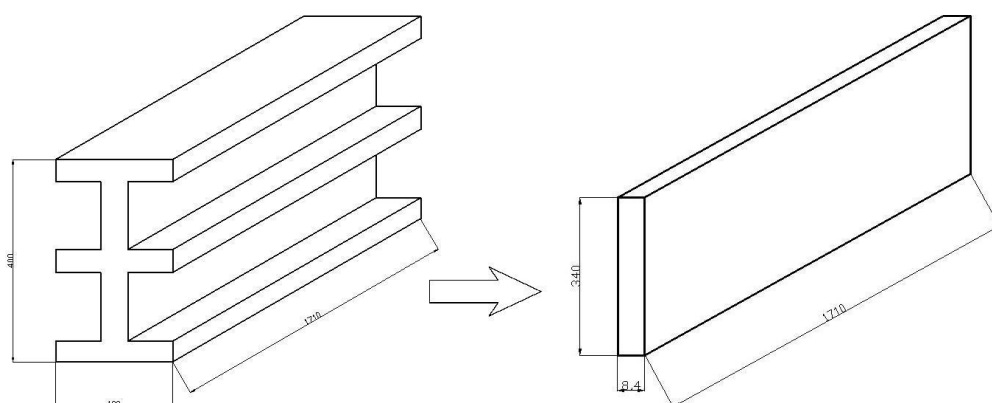
Obr. 14 Čárový náčrt modelu



Obr. 15 Nadefinovaný nosníkový model

5.1.1. Výpočet desky o stejné ohybové tuhosti nahrazující dva na sobě I profily

Problém při výpočtech nastal u nadefinovaného nosníku se dvěma I profily ležících na sobě. Nejpříjemnější možností byla, náhrada dvou na sobě ležících „I profilů“ za náhradní desku o stejné ohybové tuhosti.

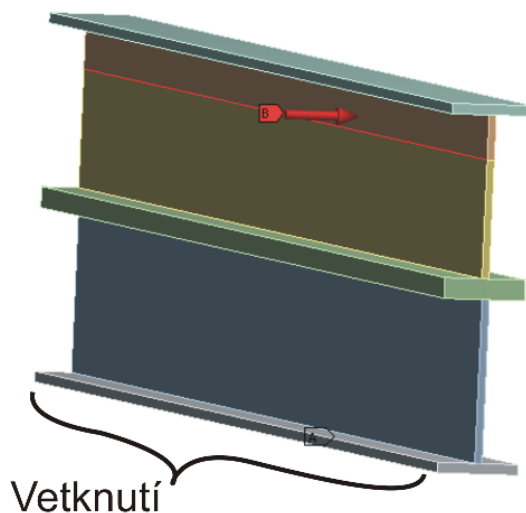


Obr. 16 Změna průřezu nosníku se stejnou ohybovou tuhostí

A: Static Structural (ANSYS)
 Static Structural
 Time: 1, s
 2.5.2010 16:08

A Displacement
 B Remote Force: 1, N

ANSYS
 v12



Obr. 17 Model pro výpočet ohybové tuhosti

Výpočtový model nosníku jsme zatížili silou $F_T=1\text{N}$. Spodní část je vetknutá.

Výpočet ohybové tuhosti profilu

$$k = F_T / y_T \quad (5)$$

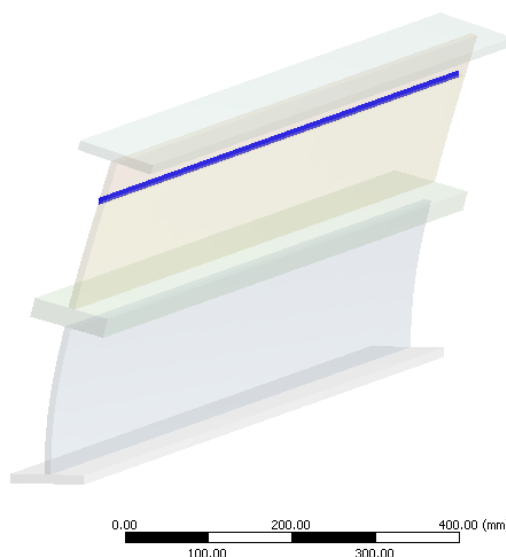
kde: F_T ...zatěžující jednotková síla

y_T ...posunutí

A: Static Structural (ANSYS)
 Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 2.5.2010 16:08

ANSYS
 v12

0,00067817 Max
 0,00067817 Min

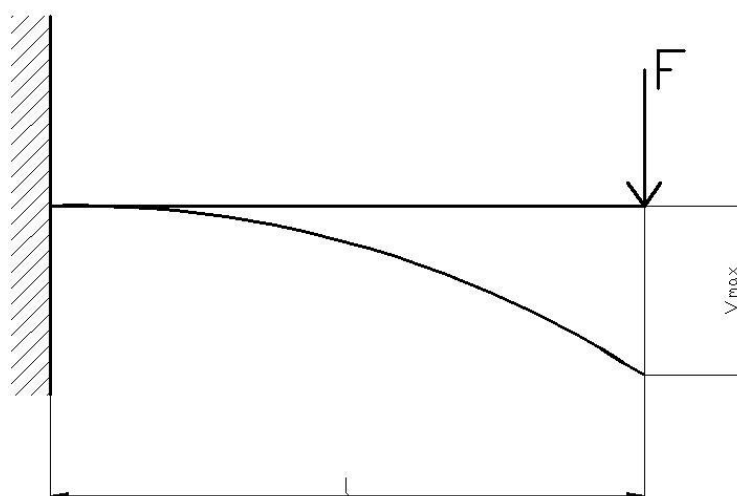


Obr. 18 Průhyb počítaného nosníku [mm]

V našem případě síla $F_T = 1\text{N}$, posunutí $y_T = 6,78 \cdot 10^{-4}\text{mm}$. Hledaný průřez bude mít výšku $h = 340\text{mm}$ a „b“ je hledaná šířka.

$$k = \frac{F_T}{y_T} = \frac{1}{6,78 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{1474.55 \text{ N/mm}}}$$

Velikost průhybu vetknutého nosníku



Obr. 19 Vetknutý nosník [mm]

$$y_{max} = y = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (6)$$

kde: l...délka nosníku
 E...modul pružnosti v tahu
 I...kvadratický moment průřezu

Kvadratický moment průřezu

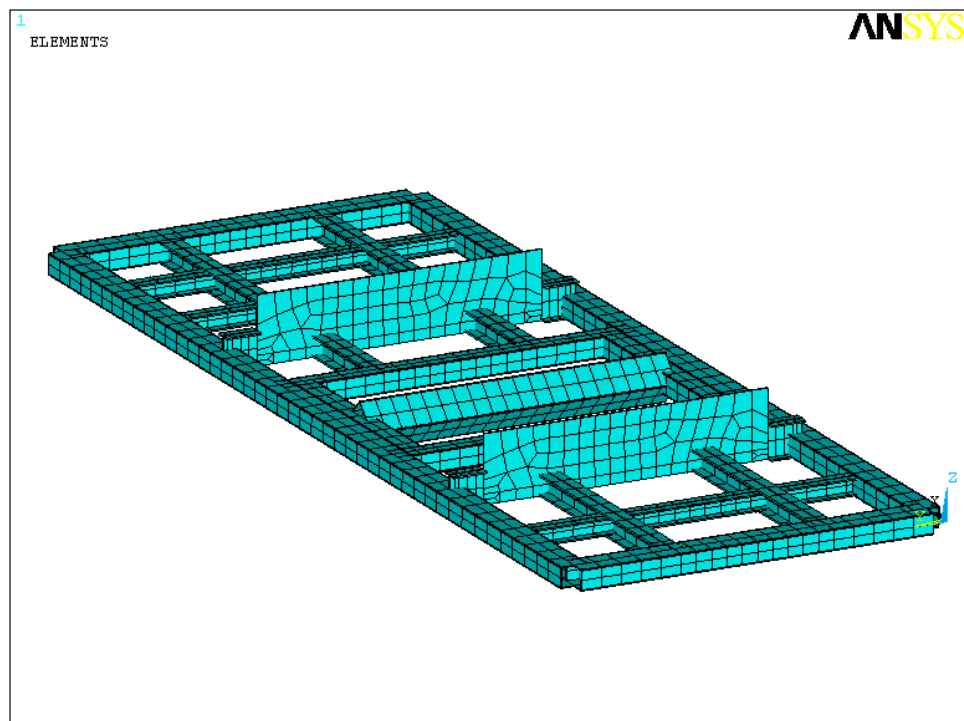
$$I = \frac{1}{12} \cdot b^3 \cdot h \quad (7)$$

Výpočet šířky nosníku

$$y = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{12 \cdot F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot b^3 \cdot h} \Rightarrow b$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot y \cdot h}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1 \cdot 340^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 6,78 \cdot 10^{-4} \cdot 1710}} = \underline{\underline{8,4mm}} \quad (8)$$

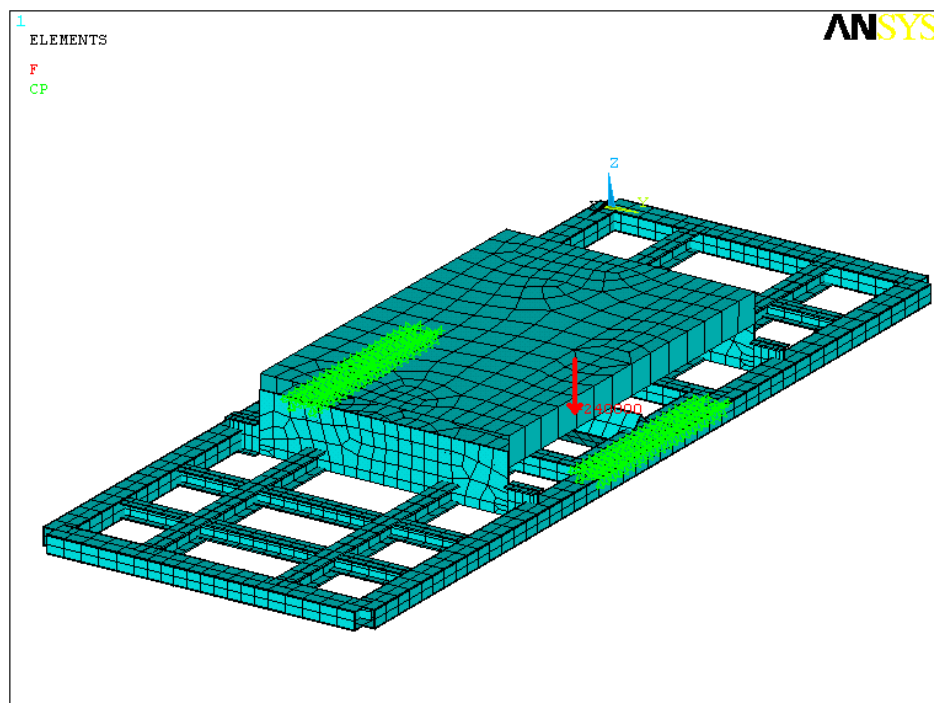
Výsledný průřez náhradního nosníku je h=1710mm, b=8,4mm l=340mm Tento nový nosník nahradí stávající konstrukční prvek pouze ve výpočtové části a to především při výpočtu deformací.



Obr. 20 Náhradní výpočtový model

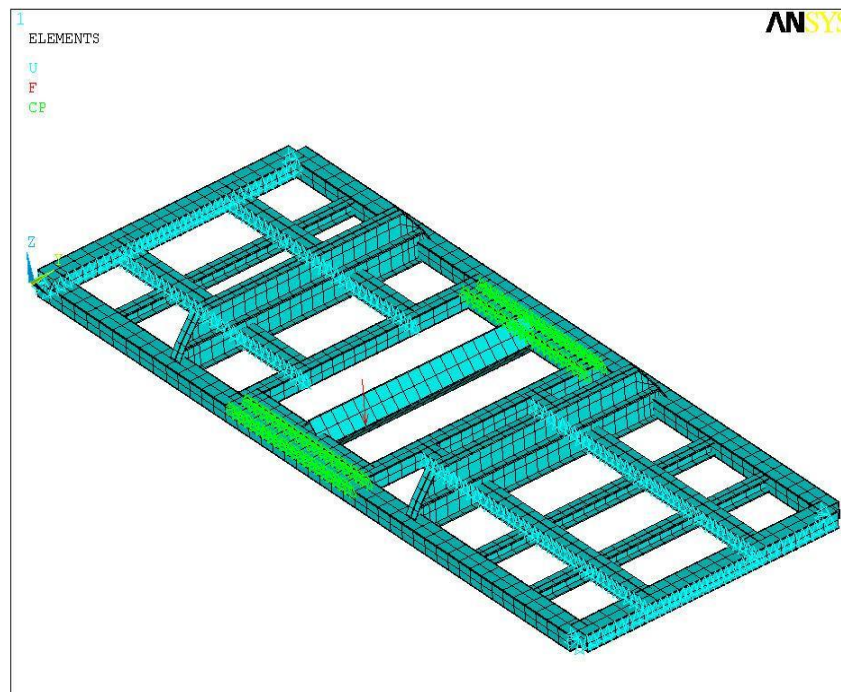
Zatížení

Pro lepší rozložení síly od kokily jsme použili tuhou desku zatíženou silou v místě těžiště kokily.

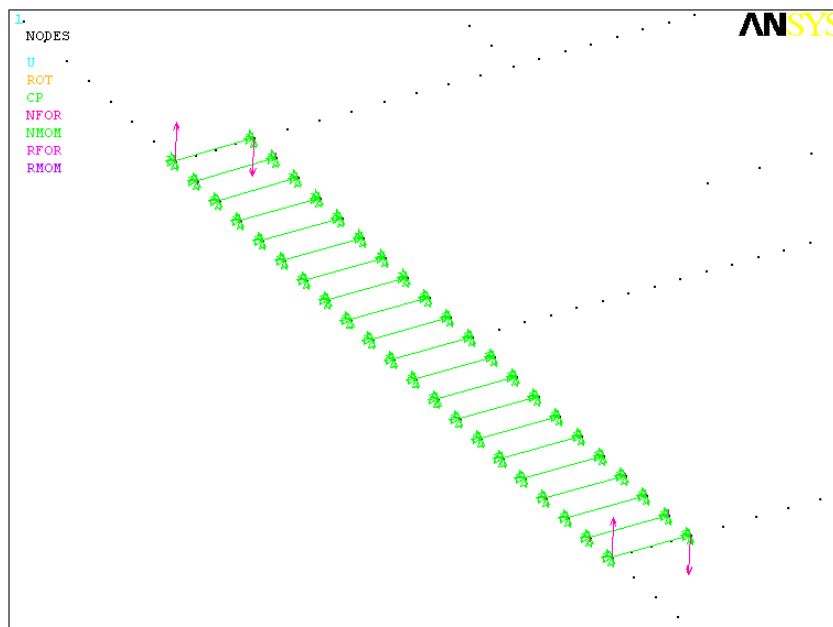


Obr. 21 Deska rozložující zatížení

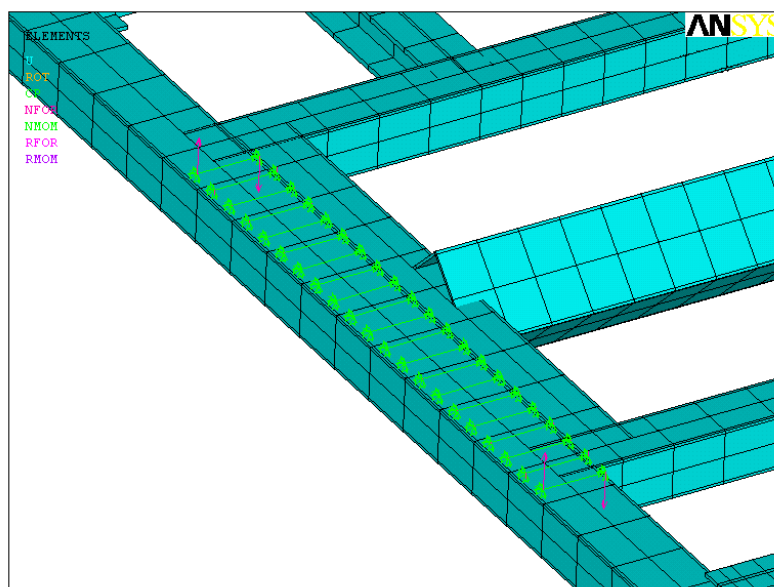
Pro dva svařené nosníky jsem použil funkci „Coupling“ jedná se o tzv. uchycení dvou uzlů v jedné nebo více rovinách, které následně mají stejné posunutím či rotaci v dané rovině. V našem případě máme uzly uchycené ve všech rovinách, pouze natočení jsou volná.



Obr. 22 Coupling



Obr. 23 Svázané uzly

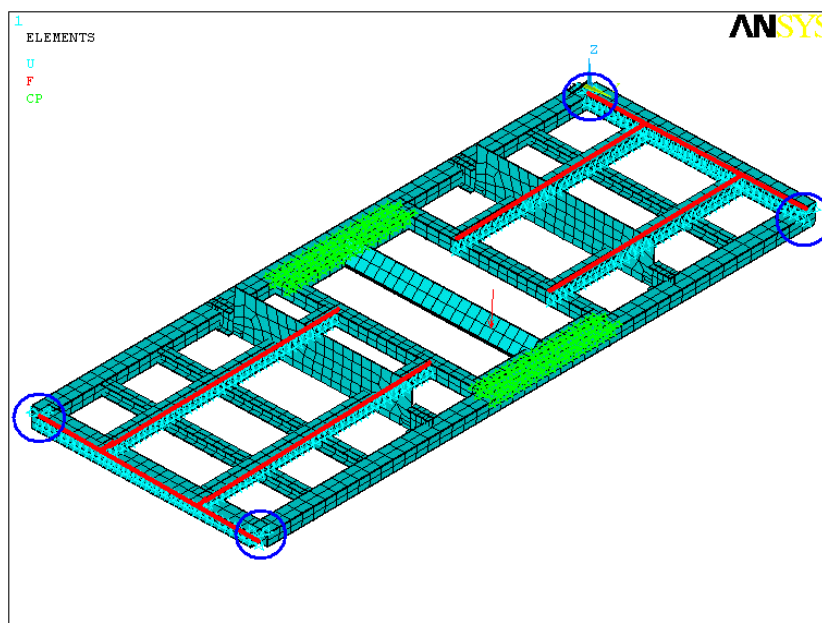


Obr. 24 Detail Coupling

Z důvodu nesymetrického rozložení sil a zatížení rámu od kokily nelze při výpočtech použít symetrický model. Výpočet se dělí na dva zatěžující stavy: výpočet při převozu kokily na vozíku a dále při nakládání jeřábem rámu i s kokilou na vozík.

5.1.2. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku

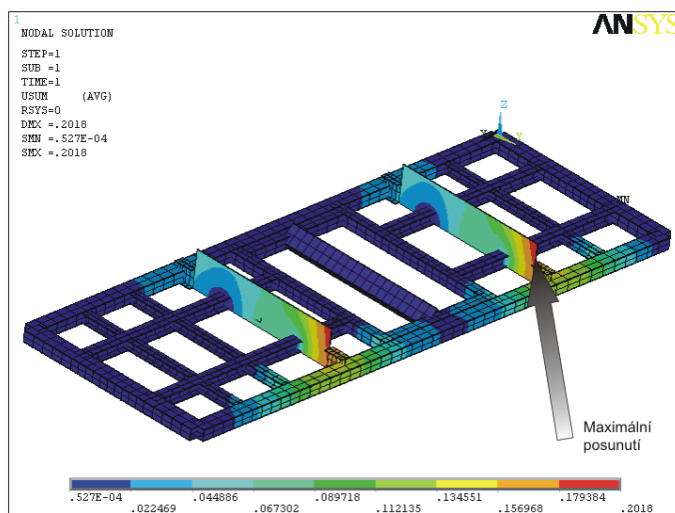
Okrajové podmínky



Obr. 25 Okrajové podmínky

Jelikož rám leží na vozíku, je u červeně znázorněných nosníků odebrán posuv v „ose z“. V rozích rámu, znázorněné modře, jsou odebrány posuvy ve všech směrech a rotace jsou volné. To z důvodu použití zámkových rohů.

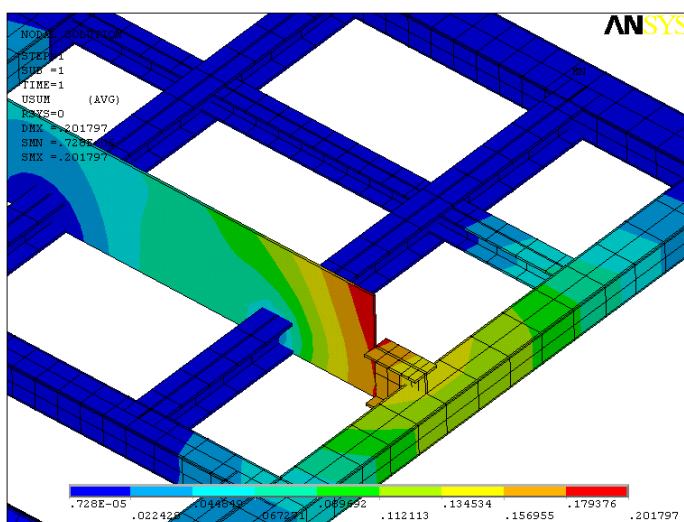
Výpočet deformace



Obr. 26 Maximální deformace rámu [mm]

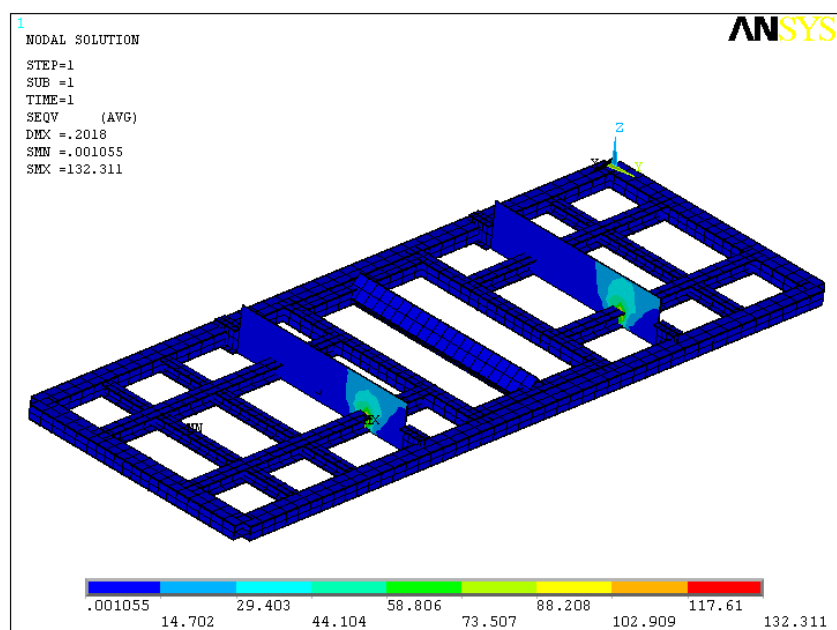
Maximální průhyb rámu je zobrazen na obr 26 a 27. Je také odebrána tuhá deska, která sloužila pouze porozložení zatížení od kokily. Do výsledků nepatří.

$$y_{b1} = 0.2018mm$$

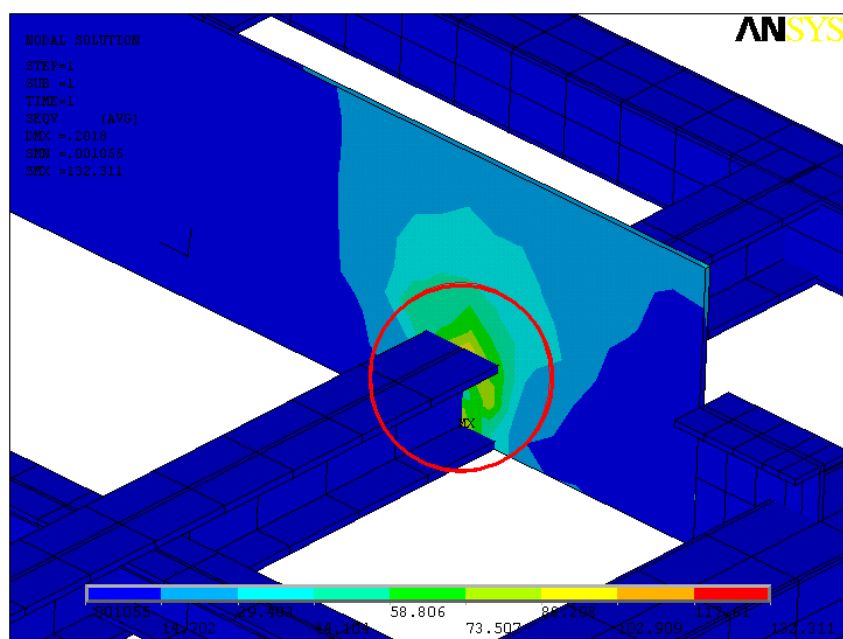


Obr. 27 Detail maximální deformace [mm]

Výpočet napětí



Obr. 28 Redukované napětí rámu [MPa]



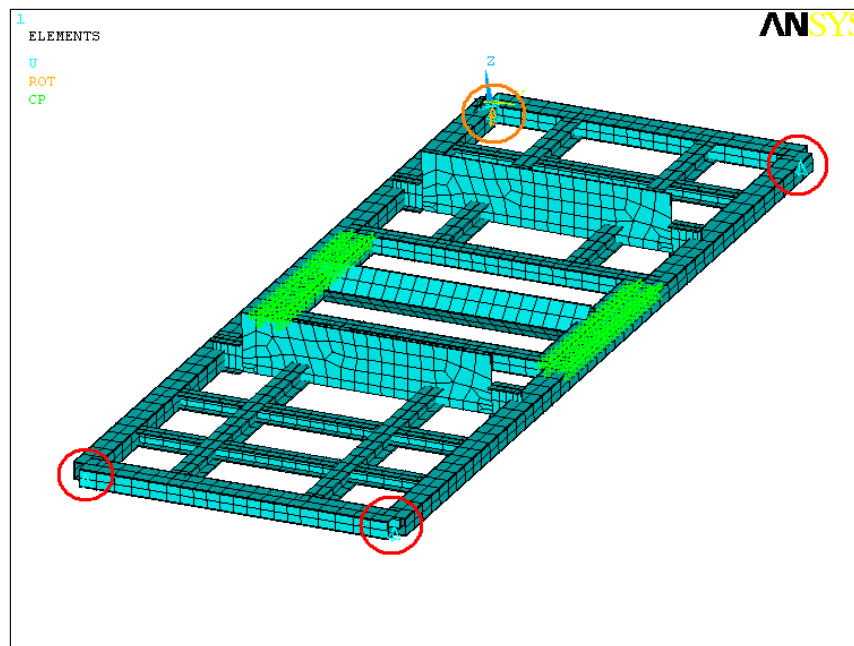
Obr. 29 Detail napětí [MPa]

Maximální napětí je v místě napojení dvou nosníků. Vzhledem k použité výpočtové desce o stejné ohybové tuhosti je napětí mírně zkreslené.

$$\sigma_{b1-\text{šička}} = 132,311 \text{ MPa}$$

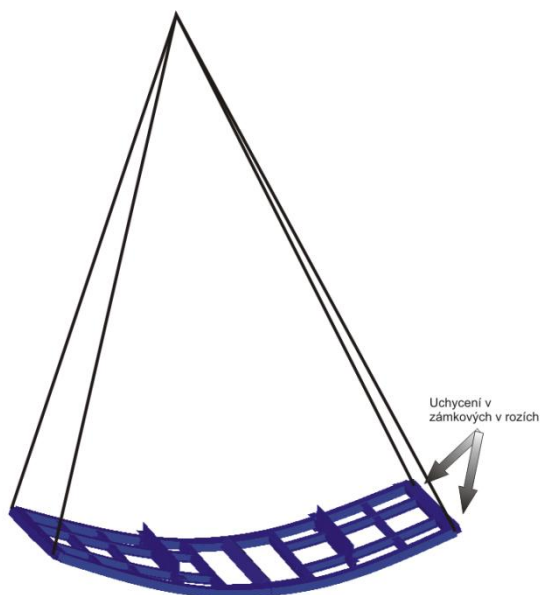
5.1.3. Varianta 2. výpočet rámu zavěšeného na laně

Okrajové podmínky



Obr. 30 Okrajové podmínky

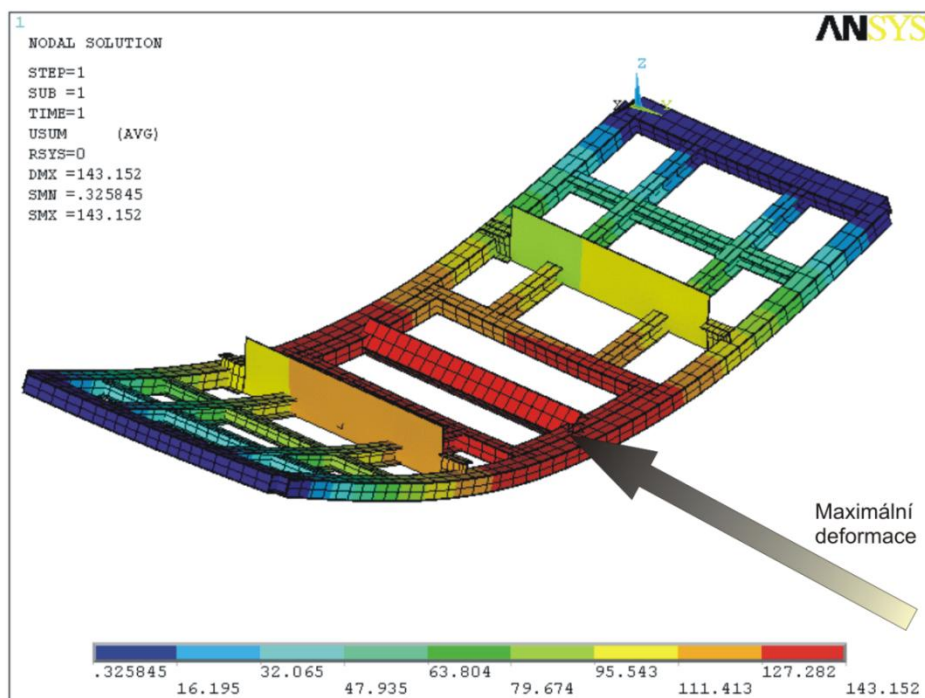
Rám i s kokilou je zavěšen na laněch, které zamezují pohyb ve všech třech osách. Proto v rozích rámu, označené červenou barvou, jsou odebrané posuvy pouze ve směru „Z“. Rotace a zbylé dva posuvy jsou zde volné. V rohu značeném oranžovou barvou jsou odebrané posuvy ve všech směrech a navíc rotace kolem „osy Z“.



Obr. 31 Příklad zavěšeného rámu na laněch

Výpočet deformace

Rám je zavěšený na lanech ukotvených v rozích rámu. Výsledky jsou také bez tuhé desky, která slouží pouze pro modelovou část. Není součástí rámu a do výpočtu nepatří.

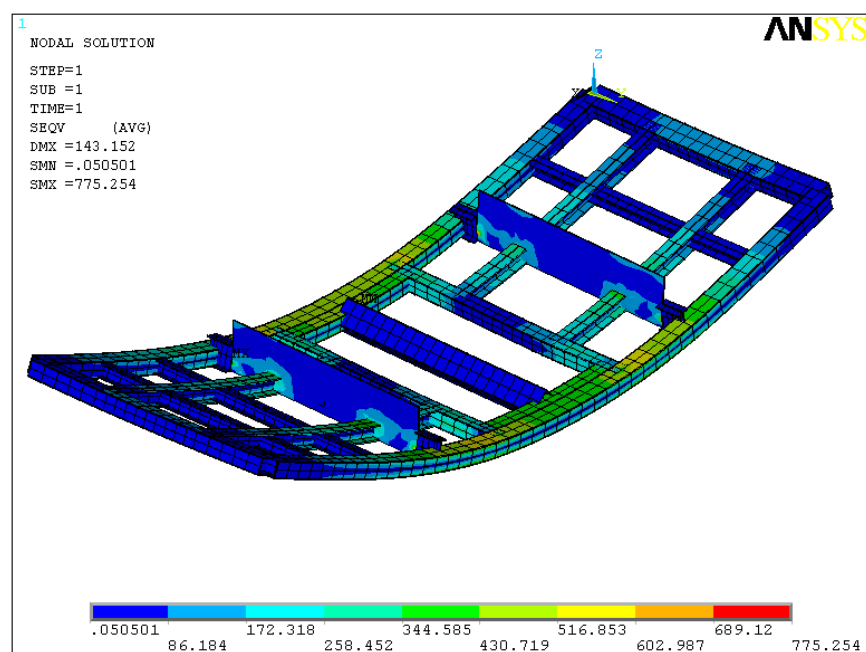


Obr. 32 Maximální deformace rámu [mm]

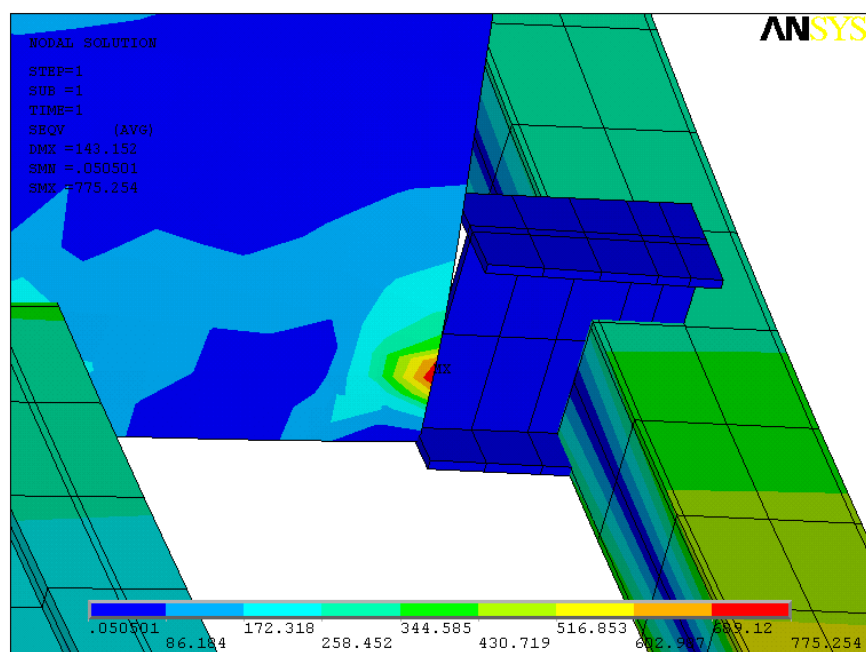
Maximální průhyb rámu je zobrazený na obr. 28.

$$y_{b2} = 143,15mm$$

Výpočet napětí



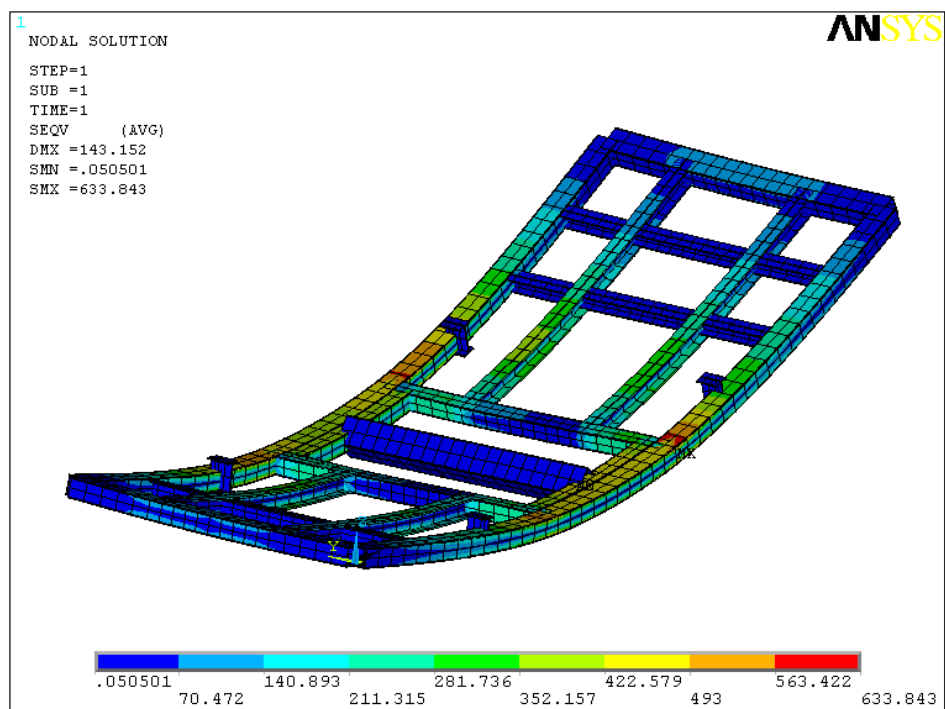
Obr. 33 Maximální redukované napětí [MPa]



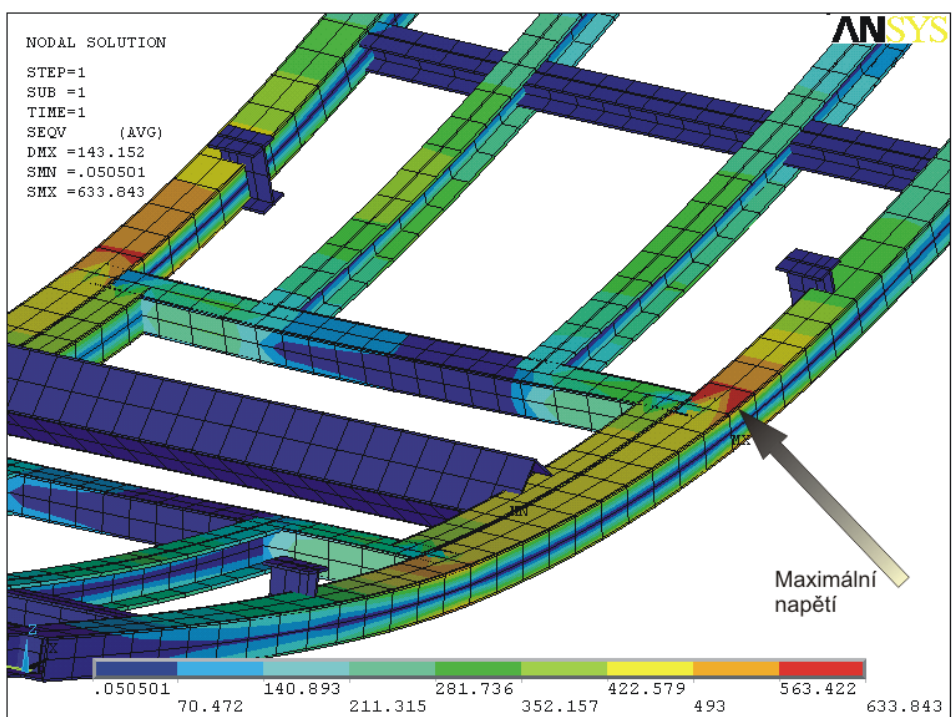
Obr. 34 Detail maximálního napětí [MPa]

Maximální napětí v tomto bodě určitě nebude, jedná se o špičku napětí, kde je změna průřezu a napětí je redukováno do jednoho bodu. Proto výpočet napětí bude bez výpočtového nosníku a přiléhajících elementů. Tím se vyhneme napětí ve špičce.

$$\sigma_{b2-spička} = 775,25 \text{ MPa}$$

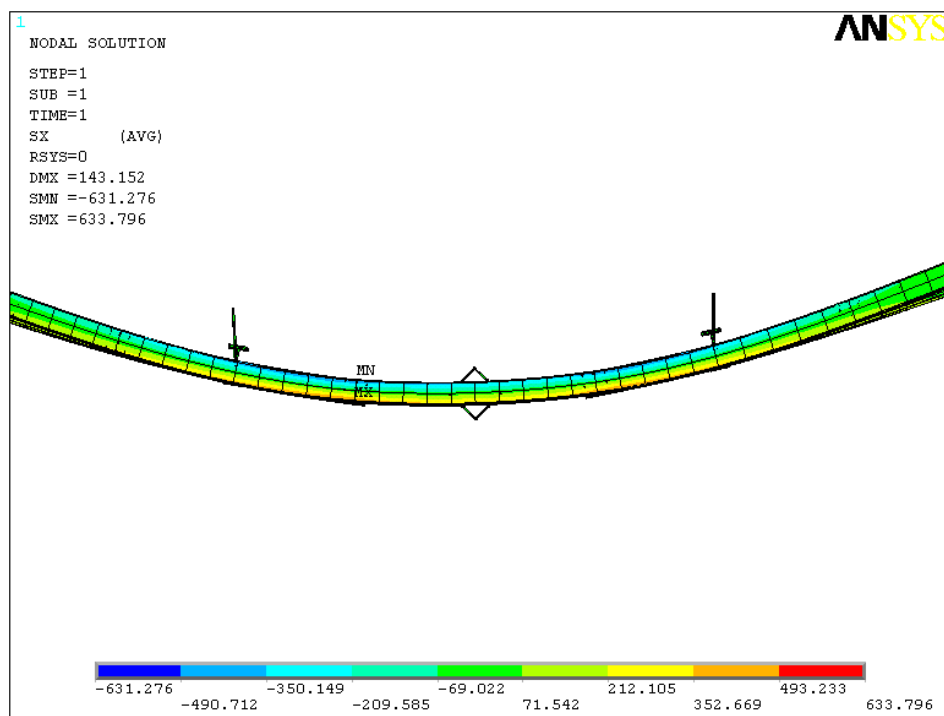


Obr. 35 Redukované napětí bez špičky



Obr. 36 Detail redukovaného napětí bez špičky

$$\sigma_{b2} = 633,84 \text{ MPa}$$



Obr. 37 První hlavní napětí [MPa]

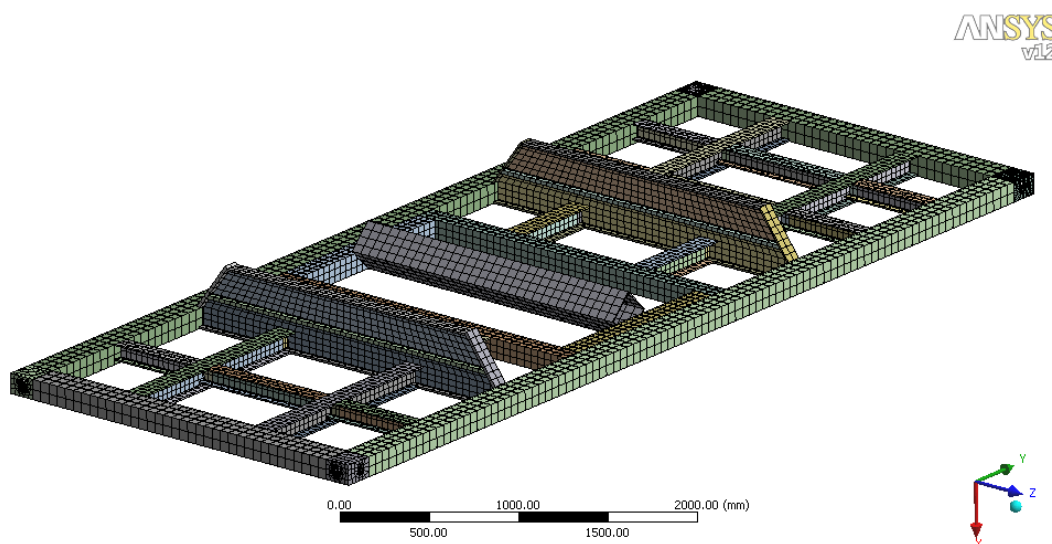
Na prvním hlavním napětí je jasně vidět stlačování vláken v horní části nosníku od neutrální osy a natahování vláken ve spodní části nosníku od neutrální osy.

5.2. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí skořepinových prvků

5.2.1. Diskretizace modelu

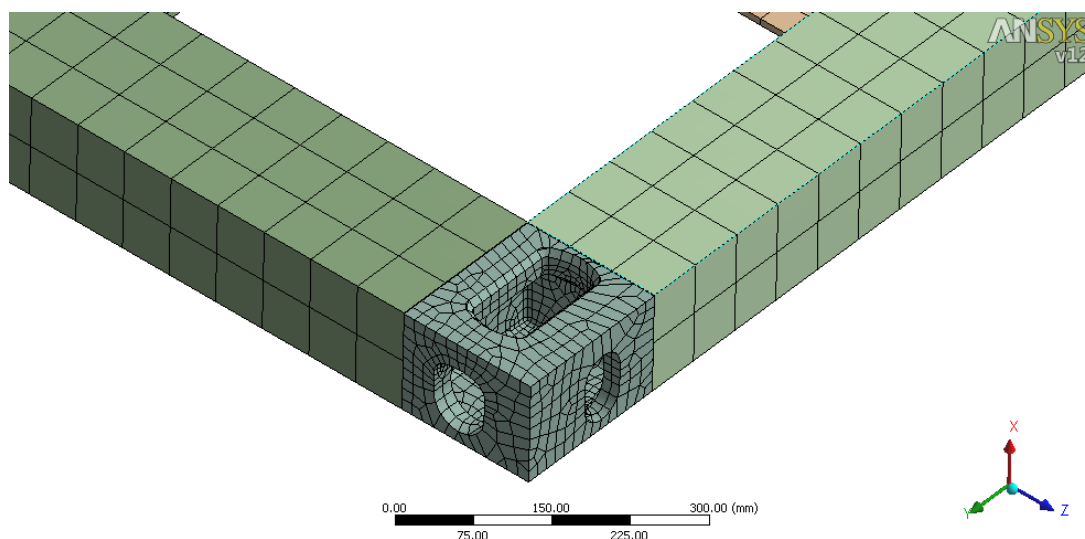
Skořepinový model byl vytvořený v prostředí Ansys12 Workbench. Model je zjednodušený o vnější zanedbatelné zaoblení. Zvolil jsem prvek SolidShell 190.

Model má celkem 241752 stupňů volnosti.



Obr. 38 Síť skořepinového konečnoprvkového modelu

Jako další prvek jsem použil také Solid 3D prvek SOLID186 k vymodelování „Zámkových rohů“. Rohy jsou zjednodušené o vnější zaoblení a sražení hran.

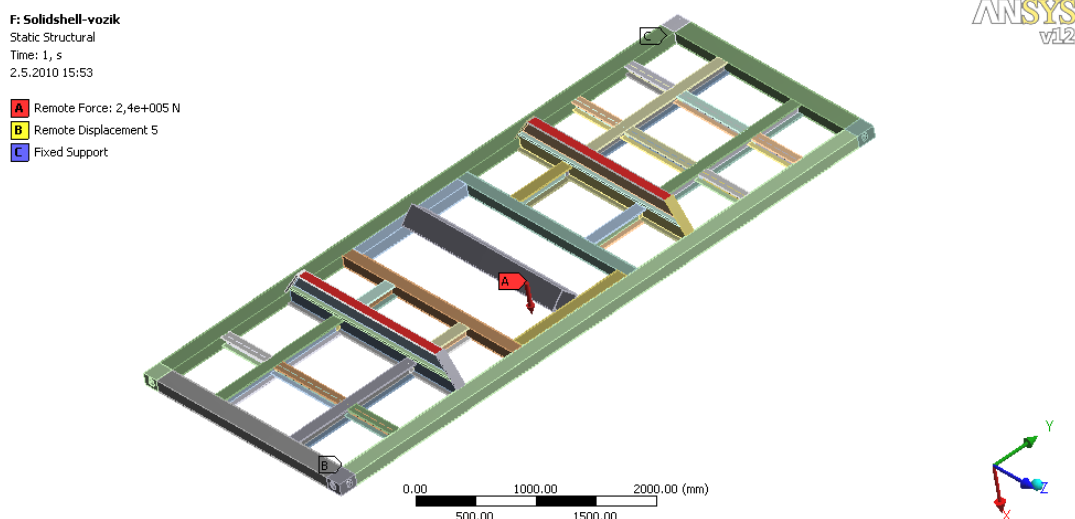


Obr. 39 Zámkový roh (Corner-Fitting)

Výpočet je opět rozdělen do dvou zatěžujících stavů

5.2.2. Zatížení

Zatížení od kokily je zadáno funkcí „Remote force“, která zajistí rozložení síly podél obou dosedacích profilů zobrazené na obr. 40 červenou barvou. Odpadá tedy použití tuhé desky jako v minulém případě, beamového prvku, kapitola 4.1. Zatěžující síla je stejná jako u předešlého případu, kapitola 4.1.



Obr. 40 Zatížení konstrukce od kokily [N]

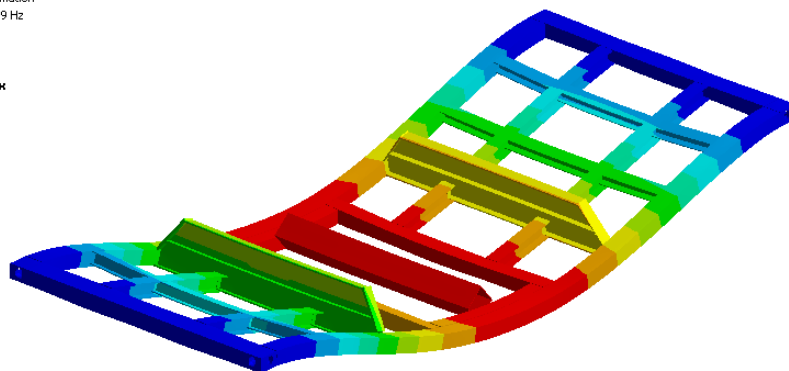
5.2.3. Modální analýza

Před začátkem výpočtů jsem provedl modální analýzu konstrukce, která je vhodná pro zjištění chyb při modelování, či vytváření sítě. Jelikož jsou nosníky spojené pomocí kontaktů, jedná se o nejrychlejší způsob nalezení chyb. Kontakty jsme použili z důvodu nutnosti rozdělení rámu na části, které se poté jednoduše vysítují. Rám jako celek by nebylo možno zdiskretizovat..

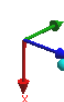
B: Modal (ANSYS)
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 15,749 Hz
Unit: mm
2.5.2010 15:43

ANSYS
v12

1,4573 Max
1,2953
1,1334
0,9715
0,80959
0,64767
0,48575
0,32383
0,16192
0 Min



0.00 500.00 1000.00 1500.00 2000.00 (mm)

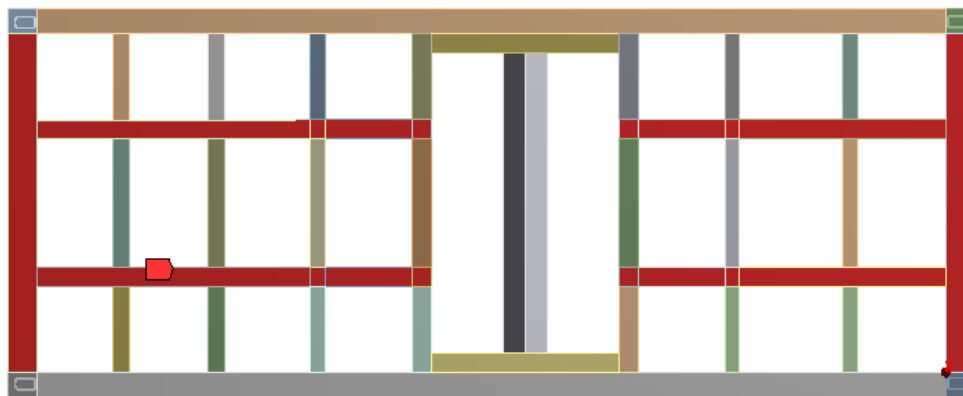


Obr. 41 Modální analýza [Hz]

První vlastní frekvence $f_1 = 15,749\text{Hz}$. Mělo by se vyhnout převozu po nerovném terénu, který by vytvářel vibrace na frekvenci přibližné první vlastní frekvenci a způsoboval tak rezonanci rámu.

5.2.4. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku

Okrajové podmínky

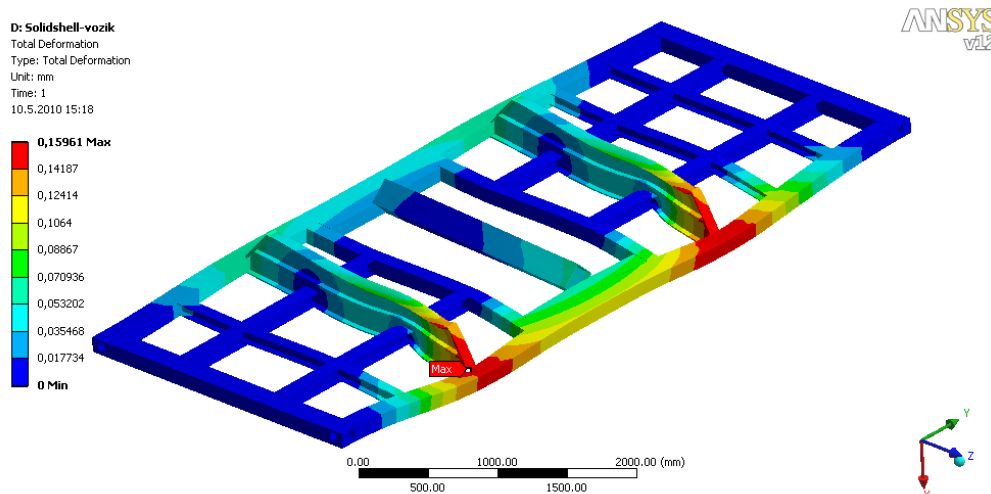


Obr. 42 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou zobrazené červenou barvou na obr. 42. Funkcí displacement je odebrán posuv v „ose x“. Dále z důvodu použité zámkových rohů jsou odebrané v rozích všechny tři posuvy.

Výpočet deformace

Výsledné deformace i napětí při výpočtu rámu na vozíku jsou malá, Pro názornější přehled jsou grafické výsledky ve větším měřítku a to, M 1000:1.

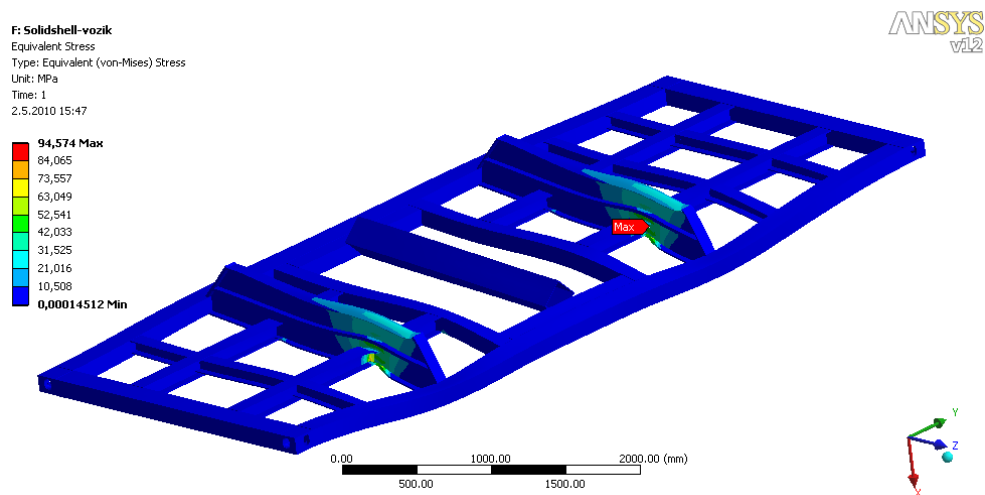


Obr. 43 Deformace rámu [mm]

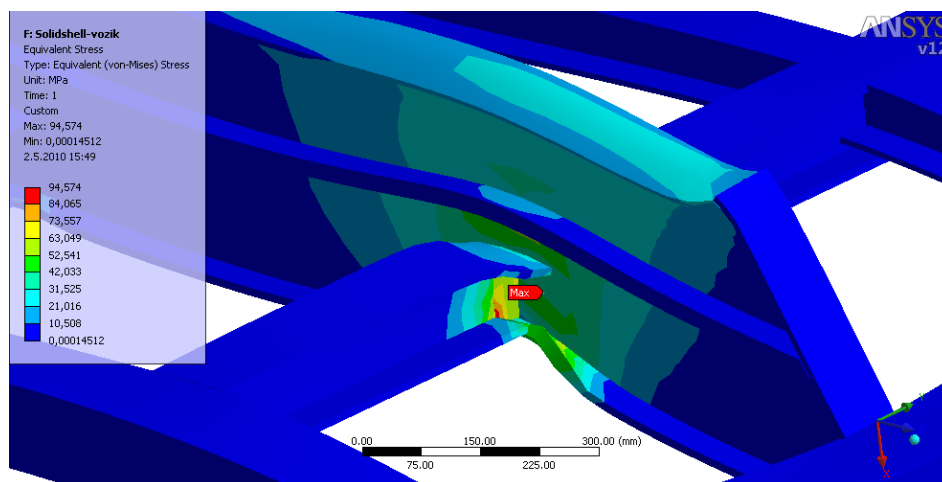
Maximální deformace zatíženého rámu je zobrazeno na obr. 43.

$$y_{ss1} = 0,19745mm$$

Výpočet napětí



Obr. 44 Redukované napětí [MPa]



Obr. 45 Podrobnost výsledného napětí [MPa]

Redukované napětí se nachází v místě napojení dvou nosníků, zobrazené na obr. 44 a 45.

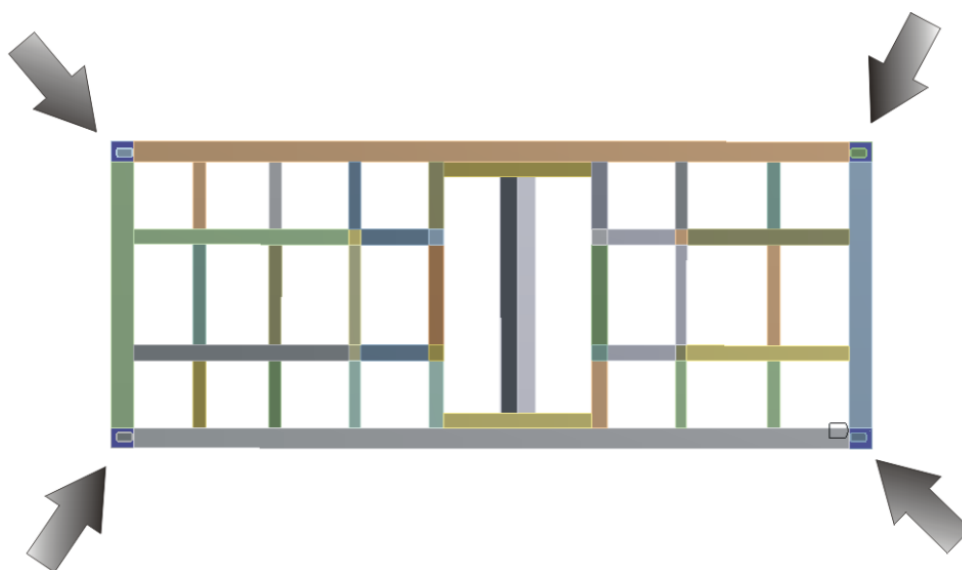
$$\sigma_{ss1} = 94,574 MPa$$

5.2.5. Varianta 2. výpočet ránu zavěšeného na laně

Rám je zavěšený na lanech ukotvených v rozích rámu. Při výpočtech je nutno uvažovat s rotací kolem svislé osy. Tomu zamezíme odebráním kotace pouze kolem jednoho rohu. To nejlépe nahradí simulaci visícího rámu na lanech.

Okrajové podmínky

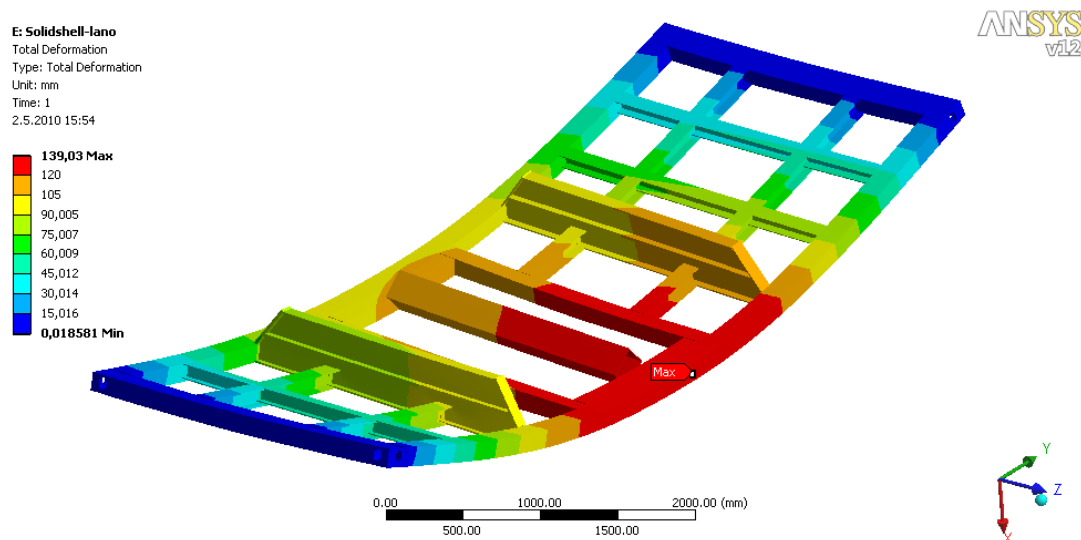
V rozích rámu jsou odebrané posuvy a v jednom rohu je odebrána i rotace kolem svislé „osy x“. Okrajové podmínky jsou stejné jako v předchozím případě v kapitole 4.1.3.



Obr. 46 Okrajové podmínky

Výpočet deformace

Grafické znázornění výsledků je opět z důvodu jasnějšího zobrazení zvětšené v měřítku M 5:1.

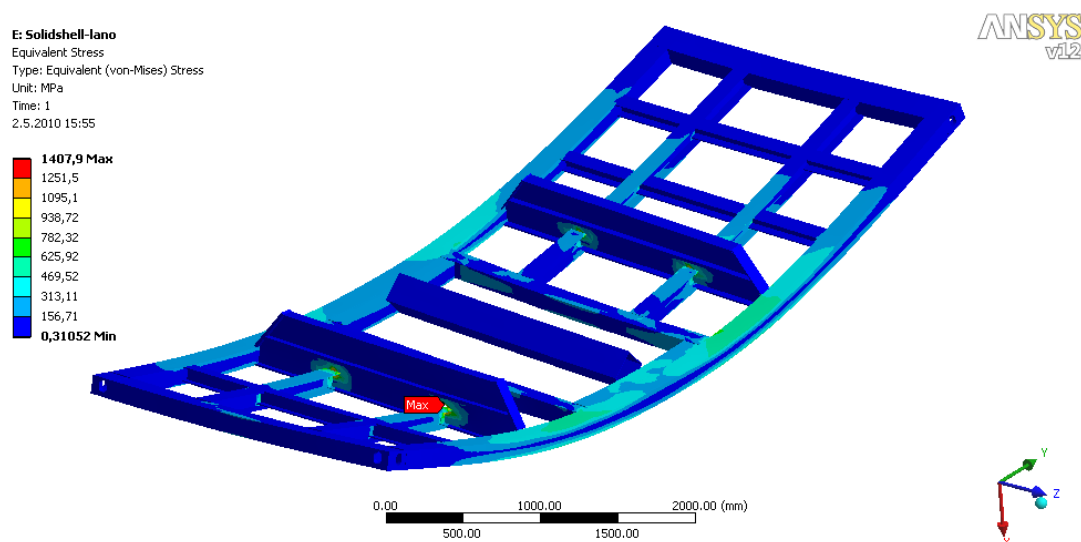


Obr. 47 Deformace rámu zavěšeného na laně [MPa]

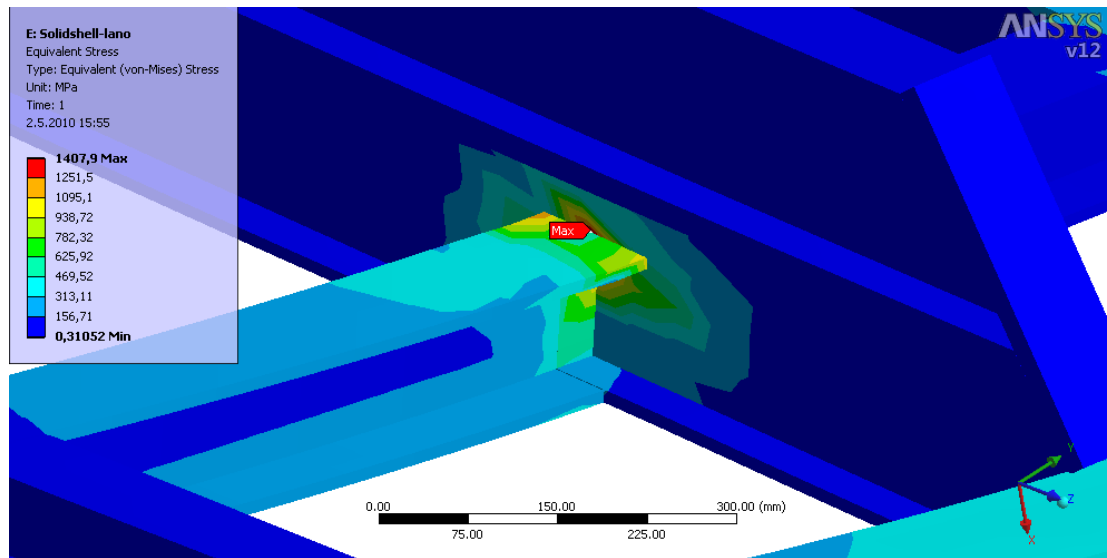
Maximální hodnota deformace rámu je viz obr. 47.

$$y_{ss2} = 139,03mm$$

Výpočet napětí



Obr. 48 Napětí rámu zavěšeného na laně [MPa]



Obr. 49 Detail napětí [MPa]

Maximální hodnota napětí se je zobrazena viz obr. 48 a 49.

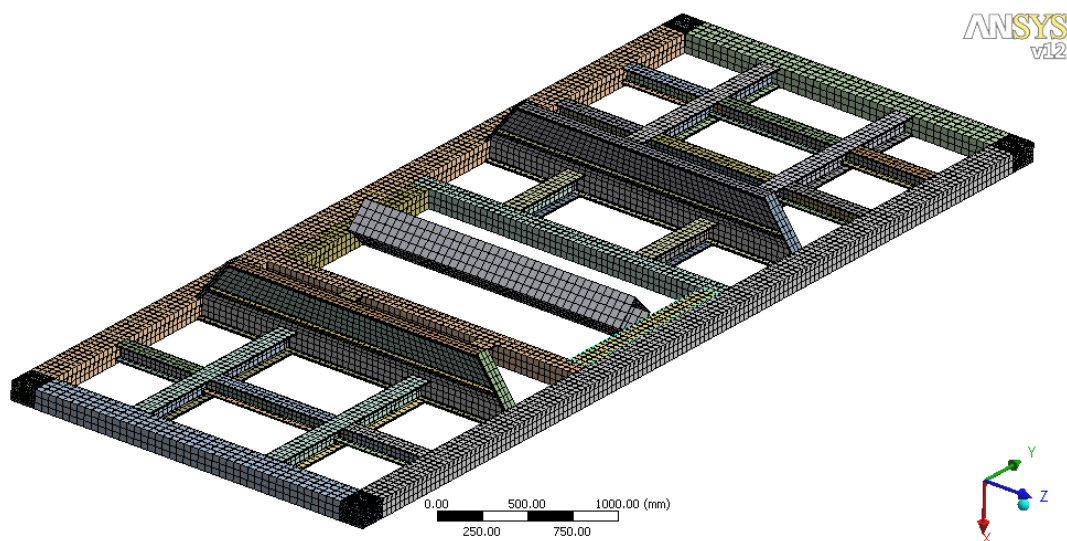
$$\sigma_{ss2} = 1407,9 \text{ MPa}$$

5.3. Výpočet rozložení napětí a deformace pomocí prostorových prvků

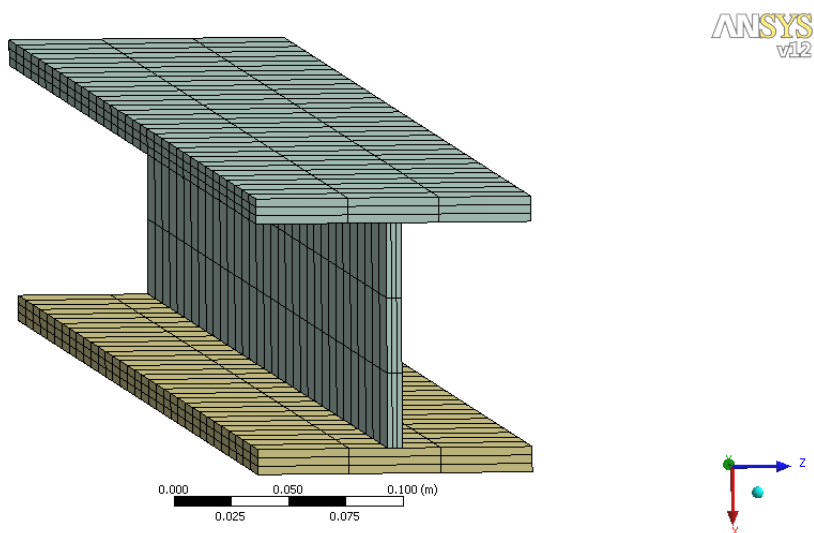
5.3.1. Diskretizace modelu

Model z prostorových prvků byl vytvořen v prostředí Ansys 12 Workbench. Použitý prvek je Solid 186. Z důvodu malé ohybové pevnosti musí být model rozdělen minimálně na tři části, nejlépe s použitím prvku mezi uzly.

Model má celkem 757473 stupňů volnosti.



Obr. 50 Síť prostorového modelu

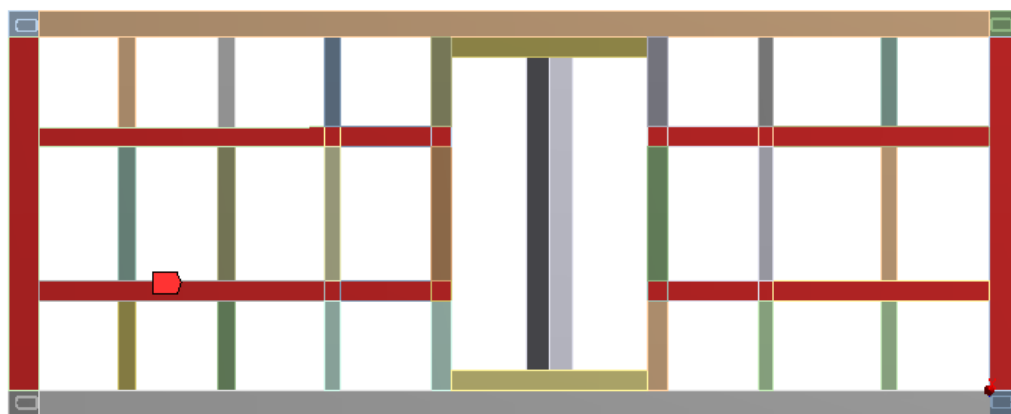


Obr. 51 Detail sítě prostorového modelu

Zatížení a modální analýza konstrukce jsou stejné jako v kapitole 4.2. Geometrie modelu je stejná, pouze se změnil typ prvku.

5.3.2. Varianta 1. výpočet rámu na vozíku

Okrajové podmínky



Obr. 52 Okrajové podmínky zatíženého rámu

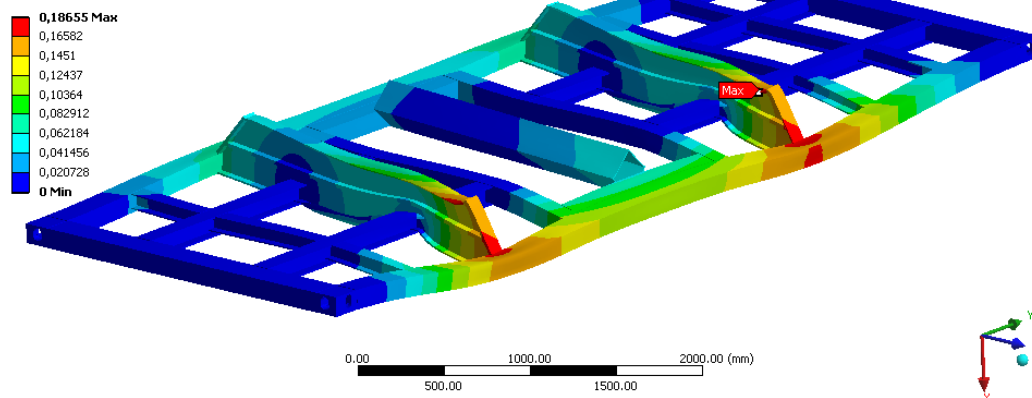
Okrajové podmínky jsou zobrazené červenou barvou na obr. 52. Funkcí displacement je odebrán posuv v „ose x“. Dále z důvodu použité zámkových rohů jsou odebrané v rozích všechny tři posuvy.

Výpočet deformace

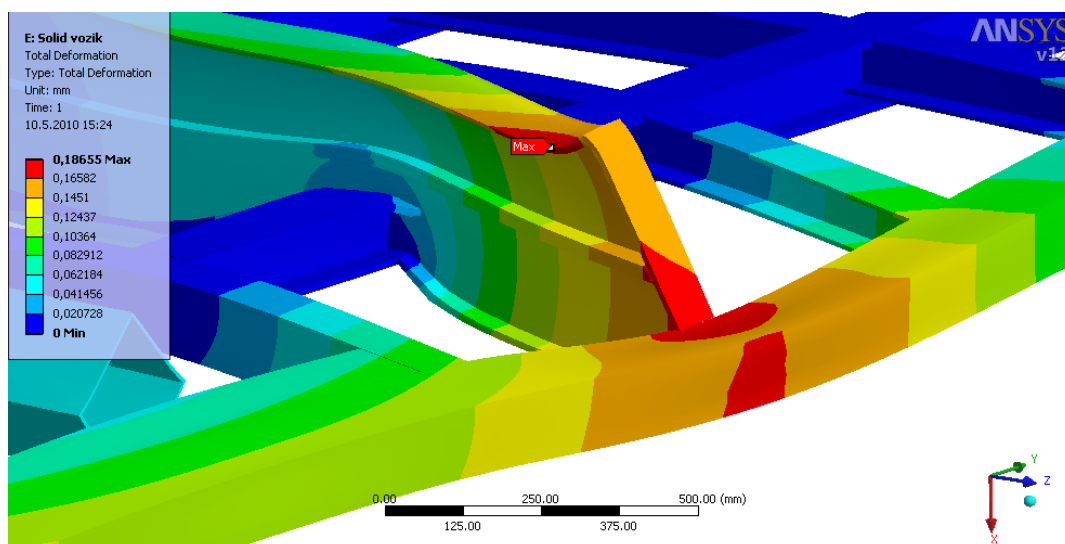
Grafické znázornění výsledků je opět z důvodu jasnějšího zobrazení zvětšené v měřítku M 1000:1.

E: Solid vozík
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
10.5.2010 15:16

ANSYS
v12



Obr. 53 Deformace rámu



Obr. 54 Detail deformace [mm]

Maximální deformace rámu je zobrazeno na obr. 53 a 54.

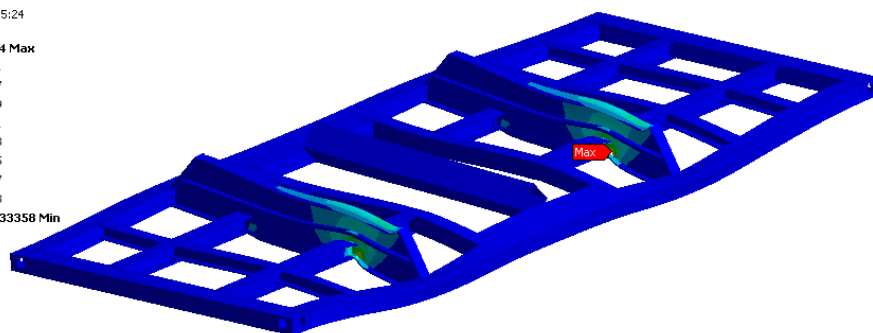
$$y_{s1} = 0,18655mm$$

Výpočet napětí

E: Solid vozík
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
10.5.2010 15:24

ANSYS
v12

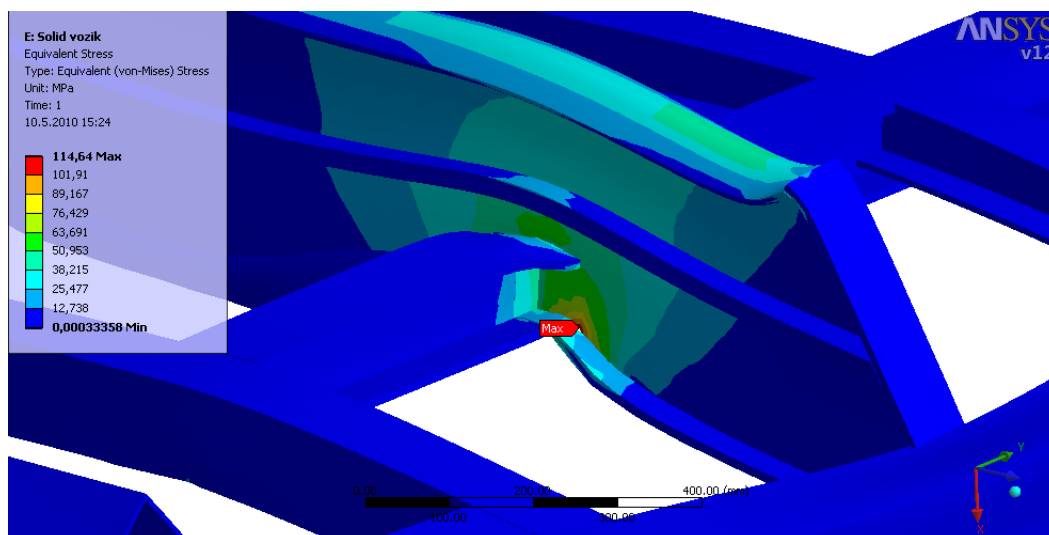
114,64 Max
101,91
89,167
76,429
63,691
50,953
38,215
25,477
12,738
0,00033358 Min



0.00 500.00 1000.00 1500.00 2000.00 (mm)



Obr. 55 Napětí v rámu [MPa]

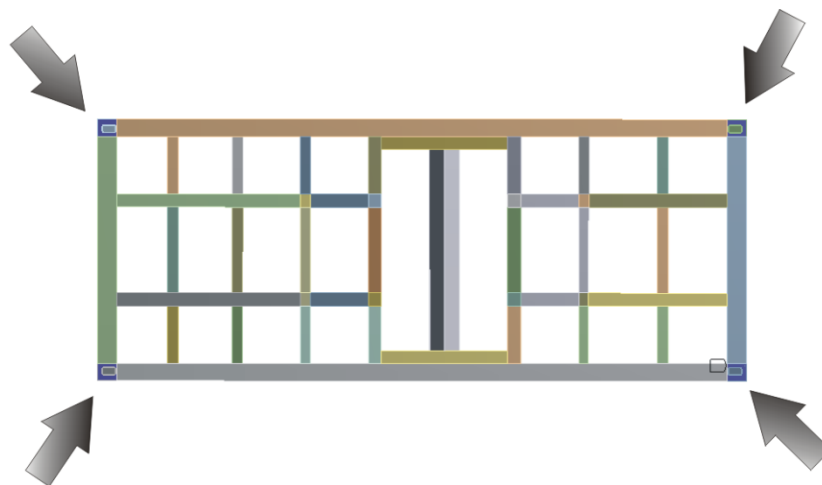


Obr. 56 Detail napětí [MPa]

$$\sigma_{s1} = 114,64 \text{ MPa}$$

5.3.3. Varianta 2. výpočet ránu zavěšeného na laně

Okrajové podmínky

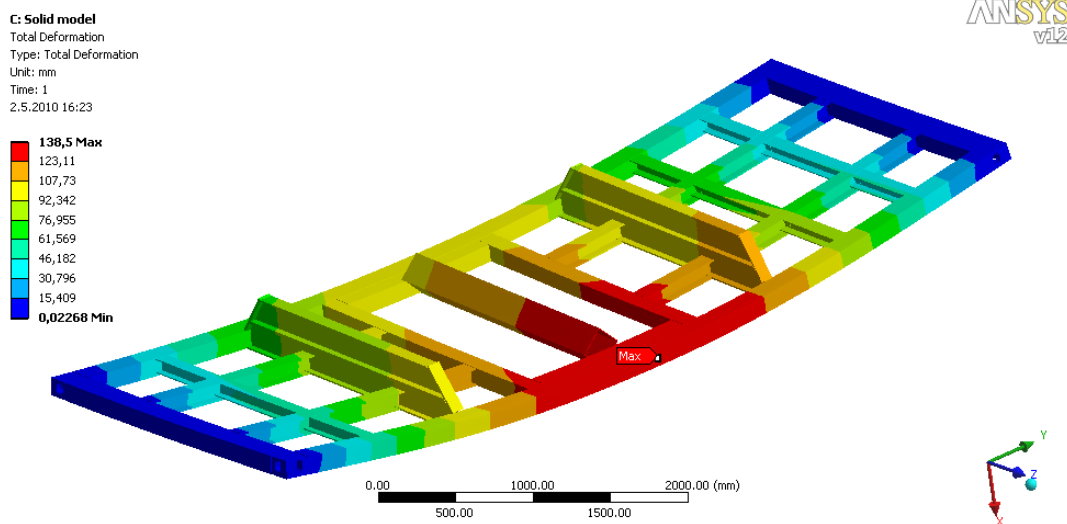


Obr. 57 Okrajové podmínky

V rozích rámu jsou odebrané posuvy a v jednom rohu je odebrána i rotace kolem vodorovné „osy x“. Okrajové podmínky jsou stejné jako v předchozím případě v kapitole 4.2.5.

Výpočet deformace

Grafický výsledek z důvodu malých deformací je opět ve větším měřítku, M 2,5:1.



Obr. 58 Deformace rámu [mm]

Maximální deformace rámu je zobrazeno na obr. 58.

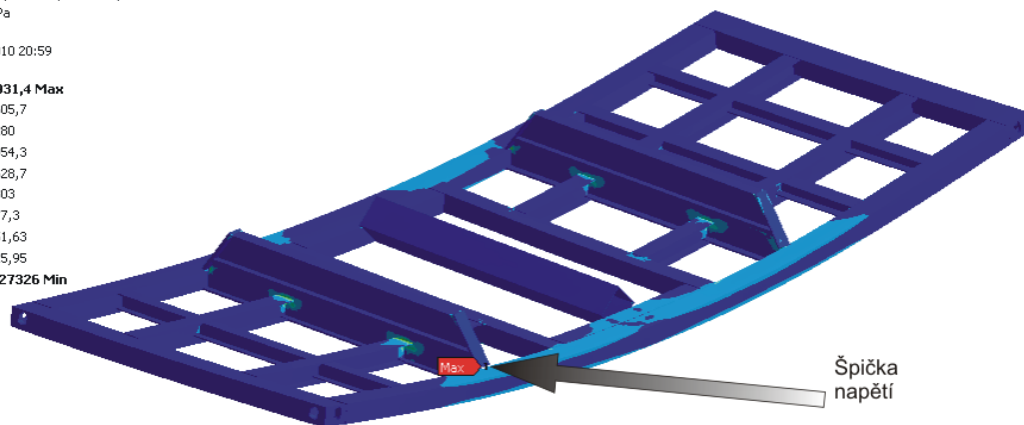
$$y_{s2} = 138,5 \text{ mm}$$

Výpočet napětí

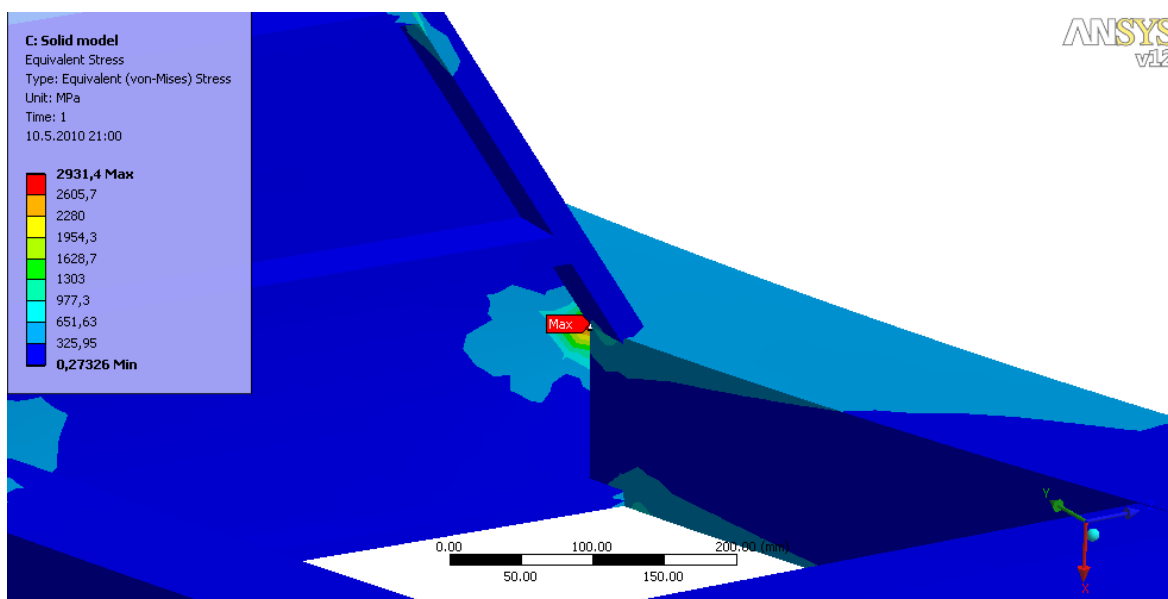
C: Solid model
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
10.5.2010 20:59

ANSYS
v12

2931,4 Max
2605,7
2280
1954,3
1628,7
1303
977,3
651,63
325,95
0,27326 Min



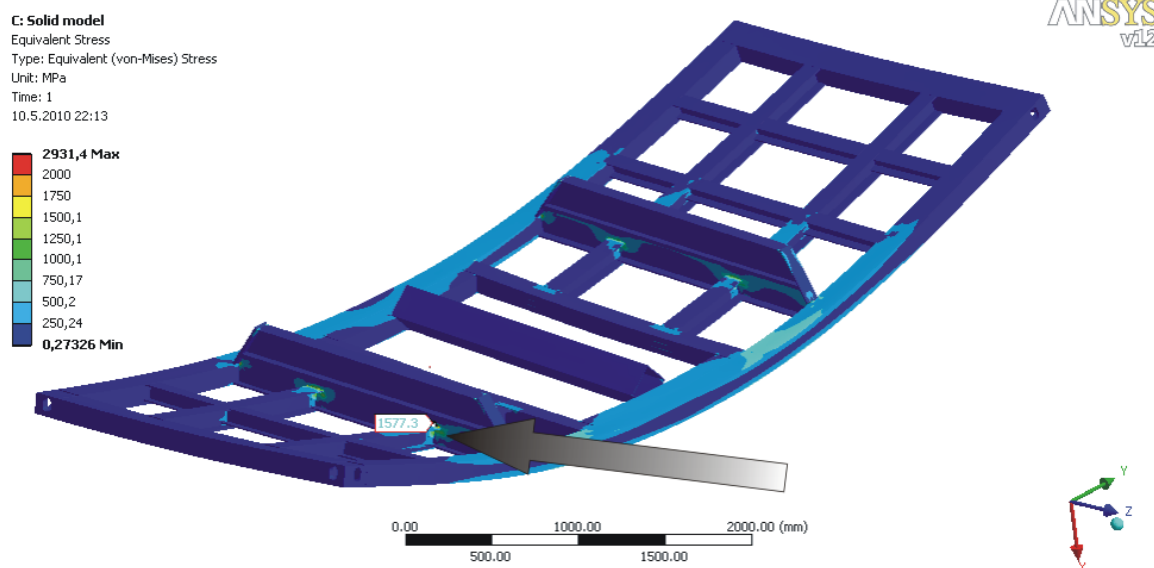
Obr. 59 Napětí rámu [MPa]



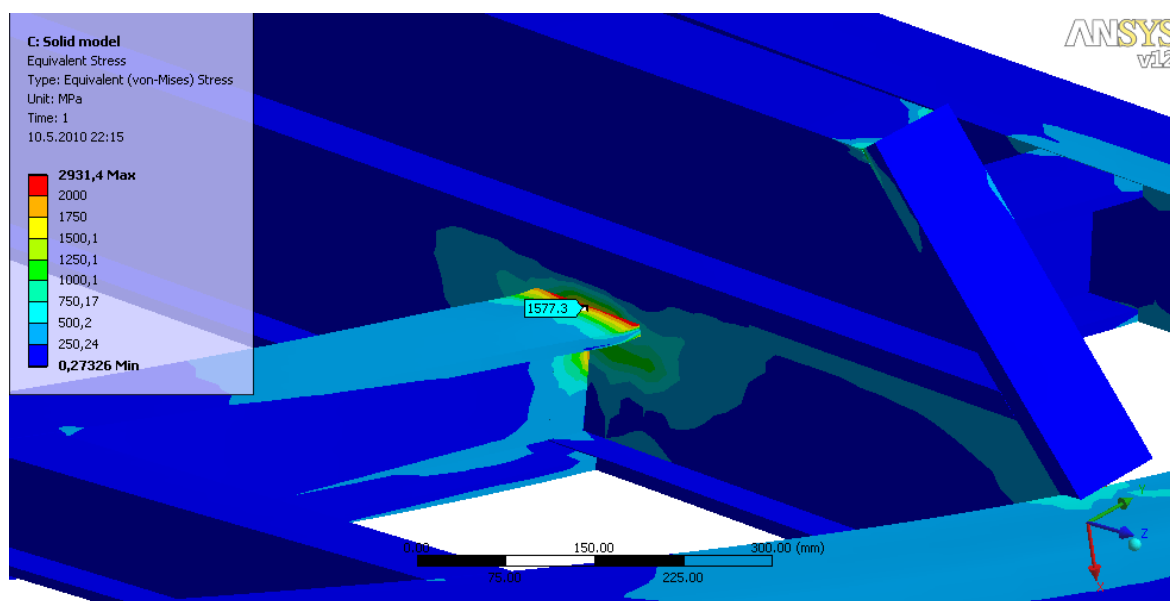
Obr. 60 Detail špičky napětí [MPa]

Vzhledem k vytvoření špičky napětí jsme výpočtové napětí odečetli v oblasti napojení dvou I profilů, jako v kapitole 4.2.5. Zobrazené napětí je na obr.59 a 60.

$$\sigma_{s2-\text{špička}} = 2931,4 \text{ MPa}$$



Obr. 61 Napětí bez špičky [MPa]



Obr. 62 Detail napětí [MPa]

Maximální napětí rámu je zobrazeno na obr.61 a 62.

$$\sigma_{s2} = 1577,4 \text{ MPa}$$

6. Srovnání odchylek výsledků

Hlavní srovnávací veličinou je deformace. Srovnávací hodnoty napětí jsou odečítány vždy se stejného nebo velmi blízkého místa rámu z důvodu tvorby napěťových špiček. Výsledné deformace vycházejí vždy v jednom okolí rámu. Jako hodnotu s nulovou chybou jsou uvažované výsledky Solidového modelu.

Druh prvku	Posunutí [mm]	Napětí [MPa]
BEAM 189 Vozík	0,2018	132,31
SOLSH 190 Vozík	0,1974	94,57
SOLID 186 Vozík	0,1865	114,94
BEAM 189 Lano	143,15	633,84
SOLSH 190 Lano	139,03	1407,9
SOLID 186 Lano	138,5	1577,4

Tabulka 1 Vypočtené maximální hodnoty

Rám ležící na vozíku	chyba [%]
Chyba SOLSH deformace	5,52
Chyba BEAM deformace	7,58
Chyba SOLSH napětí	17,72
Chyba BEAM napětí	13,13

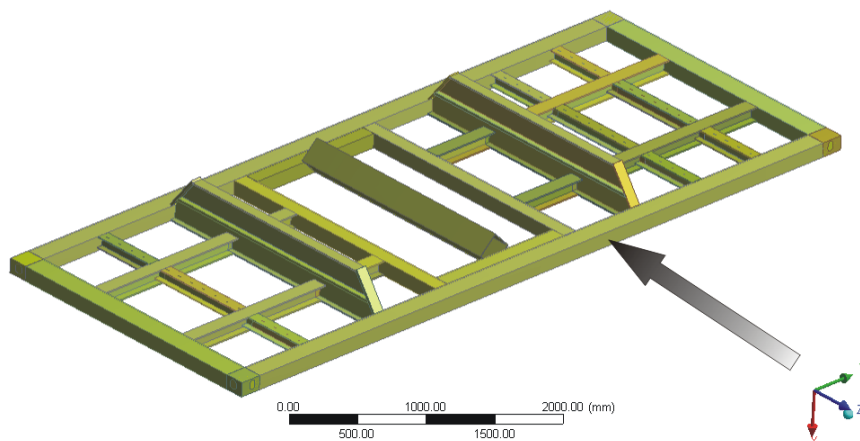
Tabulka 2 Chyby naměřených hodnot pro první zatěžující stav

Rám zavěšený na laně	chyba [%]
Chyba SOLSH deformace	0,381212688
Chyba BEAM deformace	3,248340901
Chyba SOLSH napětí	-----
Chyba BEAM napětí	-----

Tabulka 3 Chyby naměřených hodnot pro druhý zatěžující stav

Jednotlivé chyby výsledných hodnot jsou zapsané v tabulkách 2,3. Vzhledem k použití náhradní tuhé desky u nosníkového modelu je napětí v místě napojení dvou I profilů značně zkreslené. Také výsledný model je již bez náhradní desky. Srovnání napětí s nosníkovým modelem bude na okraji rámu v oblasti viz obr.63.

ANSYS
v12



Obr. 63 Oblast měření napětí pro srovnání napětí nosníkového modelu

Druh prvku	Napětí [MPa]	Druh prvku	Napětí [MPa]
BEAM 189 Lano	633,84	BEAM 189 Vozík	2,47
SOLSH 190 Lano	624,42	SOLSH 190 Vozík	2,39
SOLID 186 Lano	604,38	SOLID 186 Vozík	2,43

Tabulka 4 Srovnávací tabulka napětí

Rám zavěšený na laně	chyba [%]	Rám na vozíku	chyba [%]
Chyba BEAM napětí	4,65	Chyba BEAM napětí	1,62
chyba SOLSH napětí	3,21	Chyba SOLSH napětí	1,65

Tabulka 5 Chyby měření napětí

Veškeré deformační chyby jsou do 5% v jednom případě do 7%, což je běžná technická přesnost.

7. Závěr

Bakalářská práce se zabývá pevnostní a deformační analýzou rámu nesoucího slévárenskou kokilu o hmotnosti $m=24t$ pomocí MKP, použitím softwaru ANSYS 12.0, a to za pomoci tří druhů prvků, nosníkových (BEAM 189), skořepinových (SOLSH 190) a prostorových (SOLID 186). Analýzy jsou vytvářené pro dva zatěžující stavy. Pro převoz rámu i s kokilou na vozíku a také pro manipulaci rámu i s kokilou jeřábem. Z daných analýz jsou poté zjištěny odchylky výpočtů a efektivita výpočtů u jednotlivých prvků.

Z výsledných hodnot a následného srovnání výsledků je zřejmé, že nosníkový model je pro výpočet napětí nevyhovující. Bylo zapotřebí mnoha zjednodušení konstrukce i náhrada za nosný dvoj I profil deskou o stejné ohybové tuhosti (viz kapitola 5.1.1). Ta zaručila přesnější deformační výsledky s chybou do 7% (viz Tabulka 2), nikoli však výpočet napětí v předpokládané oblasti výskytu maximální hodnoty napětí. V oblasti (viz obr. 63), určené pro odečtení srovnávacích hodnot napětí, chyba nepřekročila 5% odchylku (viz tabulka 5). Což je běžná technická přesnost.

U skořepinového modelu a modelu tvořeného prostorovými prvky nebylo zapotřebí až takového zjednodušení, pouze pro lepší vytvoření sítě byla konstrukce zjednodušená o veškerá zaoblení a sražení hran. Výsledné chyby deformace (viz Tabulka 2 a 3) se opět pohybují kolem 5%. Maxima napětí v oblasti předpokládaného maxima napětí mají opět značnější odchylku. V oblasti (viz obr. 63), určené pro odečtení srovnávacích hodnot napětí jsou odchylky s chybou opět do 5%.

Stávající konstrukce rámu vyhovuje pouze při prvním zatěžujícím stavu, převozu kokily na vozíku, kde vzniklé napětí je pod mezí kluzu daného materiálu. Při druhém zatěžujícím stavu, manipulaci rámu s jeřábem se vyskytla velká koncentrace napětí v oblasti napojení I profilu na nosný dvoj I profil. Napětí zde výrazně převyšuje mez kluzu daného materiálu (viz Tabulka 1). Po několika pokusech o náhradní konstrukční variantu jsme zjistili, že pro druhý zatěžující stav je nutný nový robustnější rám.

8. Poděkování

Děkuji převážně mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Ondřejovi Františkovi za výborné vedení a spoustu cenných rad. Dále všem ostatním, kteří se i sebemenší radou podíleli na mé bakalářské práci.

9. Seznam odborné literatury

- [1] COOK, Robert D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United Stateof America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 230 p. ISBN 0-471-10774-3
- [2] KOLÁŘ, Vladimír; NĚMEC, Ivan; KANICKÝ, Viktor. *FEM – Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vydání. Praha: Computer press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0
- [4] LENERT, Jiří. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. Vydání. Ostrava, 1999. 110 s. ISBN 80-7078-686-8
- [5] HORYL, Petr. *Inženýrské základy MKP*. 2002. 31 s.
- [6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. Vydání. Úvaly, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2